



# Università di Pisa

---

## **Dipartimento di Ingegneria dell'Energia, dei Sistemi, del Territorio e delle Costruzioni**

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria dell'Energia

### **Riqualificazione Energetica di Capannone Industriale**

Analisi dispersioni termiche e dimensionamento impianto di  
riscaldamento

Relatori:

Prof. Walter Grassi

Ing. Francesca Spadaccini

Candidato:

Simone Coppini

*Anna Accademico 2015 - 2016*

# Sommario

Cap. 1	Introduzione	4
1.1	Obiettivi e struttura della tesi	10
1.2	Simboli e unità di misura	11
Cap. 2	Descrizione capannone industriale	13
Cap. 3	Carico termico di progetto	17
3.1	Carico termico di progetto, secondo UNI EN 12831:2006	17
3.1.1	Dati generali di calcolo	18
3.1.2	Equazioni di base e risultati ottenuti	19
3.2	Carico termico di progetto, $\Phi_{T,int} = \Phi_{V,int} = 0$	22
3.2.1	Dati generali di calcolo	23
3.2.2	Risultati ottenuti	24
3.3	Carico termico di progetto, $\Phi_{T,int} \neq 0$ , $\Phi_{V,int} \approx 0$	25
3.3.1	Risultati ottenuti	27
Cap.4	Sottosistema di emissione	29
4.1	Dimensionamento bocchette di mandata	29
4.2	Dimensionamento griglie di ripresa	33
Cap. 5	Sottosistema di distribuzione	34
5.1	Rete di mandata	37
5.2	Rete di ripresa	40
Cap. 6	Recuperatore di calore	43
6.1	Analisi recuperatore di calore rotativo	44
Cap. 7	Scambiatore di calore a tubi alettati	46
7.1	Determinazione temperatura aria in uscita dallo scambiatore	47
7.2	Dimensionamento batteria alettata di riscaldamento ad acqua	48
7.3	Perdite di carico batteria alettata	54
Cap. 8	Scelte della pompa di calore	55
8.1	Analisi delle temperature dell'aria esterna	55
8.2	Curva di carico dell'utenza	56
8.3	Curva di potenza e scelta della pompa di calore	57
Conclusioni		61
Bibliografia		62
APPENDICI		63

<i>Planimetria generale stabilimento. Scala 1:30000</i> -----	63
<i>Fig. 5.4 – Diametri e sezioni equivalenti dei canali rettangolari</i> -----	65
<i>Fig. 7.5 – Batteria 60x30, aletta corrugata – perdite di carico lato aria</i> -----	66

## Cap. 1 Introduzione

Ad oggi, un progettista a cui venisse chiesto di analizzare il carico termico di un edificio industriale esistente al fine di dimensionare un impianto di riscaldamento, per analizzare le dispersioni termiche di progetto lavorerebbe secondo normativa e per dimensionare l'impianto di riscaldamento, molto probabilmente, seguirebbe lo stato dell'arte attuale in merito di riscaldamento per edifici industriali.

Il progettista per calcolare il carico termico di progetto dell'edificio potrà avvalersi della norma UNI EN 12831:2006, questa norma può essere applicata a tutti gli edifici con altezza interna non maggiore di 5 m. Per edifici di altezza maggiore e con dispersioni termiche di progetto minori o uguali a 60 W per metro quadrato di area del pavimento, la normativa fornisce coefficienti moltiplicativi che tengono conto dell'aumento del gradiente verticale di temperatura dell'aria all'aumentare dell'altezza dell'ambiente e del tipo di sistema di emissione del calore: principalmente radiante, principalmente convettivo, aria calda forzata (fig. 1.1).

prospetto B.1 Fattore di correzione per l'altezza del locale, $f_{h,i}$		
Metodo di riscaldamento e tipo o posizione degli apparecchi di riscaldamento	$f_{h,i}$	
	Altezza dello spazio riscaldato	
	da 5 m a 10 m	da 10 m a 15 m
<b>PRINCIPALMENTE RADIANTE</b>		
Pavimento riscaldato	1	1
Soffitto riscaldato (livello di temperatura <40°C)	1,15	non pertinente per questa applicazione
Irraggiamento verso il basso a media e alta temperatura da livello alto	1	1,15
<b>PRINCIPALMENTE CONVETTIVO</b>		
Convezione naturale di aria calda	1,15	non pertinente per questa applicazione
<b>ARIA CALDA FORZATA</b>		
Flusso trasversale a livello basso	1,30	1,60
Verso il basso da livello alto	1,21	1,45
Flusso d'aria trasversale a media ed alta temperatura da livello intermedio	1,15	1,30

Fig. 1.1 – Fattore di correzione per l'altezza del locale, Appendice B, UNI EN 12831:2006

La prassi da seguire per il dimensionamento del generatore di calore asservito all'edificio analizzato è:

- per tutto il volume dell'edificio, calcolo del carico termico di progetto, secondo UNI EN 12831:2006;
- se l'altezza interna è maggiore di 5 m, secondo il sistema di emissione pensato, correggere il valore precedentemente ottenuto con il fattore moltiplicativo  $f_{h,i}$ ;

- dimensionamento sottosistemi di emissione e generazione con il carico di progetto totale così ottenuto.

Per quanto riguarda la scelta del sistema di emissione, il progettista, seguendo lo stato dell'arte per questa tipologia di edifici, ed avendo bene in testa l'utilizzo finale del locale, per esempio: attività svolte al suo interno, orario di lavoro previsto, possibilità di limitare le zone da riscaldare, libertà di manovra (parliamo di edifici esistenti); potrà scegliere principalmente tra i seguenti sistemi:

Sistemi di emissione ad irraggiamento:

- pannelli annegati a pavimento;
- termostrisce radianti.

Sistemi di emissione ad aria, convezione forzata:

- aerotermi;
- tubi microforati;
- bocchette, ugelli.

I pannelli annegati a pavimento rappresentano una soluzione interessante per riscaldare capannoni di elevate altezze. Data la bassa temperatura del fluido termovettore, acqua sui  $35 \div 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , possono facilmente essere accoppiati a pompe di calore o a caldaie a condensazione. Il progettista nella scelta di questo sistema dovrà tenere conto della reale superficie utile di pavimento a disposizione (per esempio la superficie di pavimento potrebbe essere occupata da grossi macchinari), vincoli all'emissione del calore radiante; dei carichi richiesti al pavimento in funzione delle attività svolte all'interno del capannone (muletti, presenza di mezzi pesanti etc), vincoli strutturali; e del fatto che non sempre in un edificio industriale esistente i lavori che si svolgono al suo interno possono essere fermati per il tempo necessario alla stesura di un pavimento radiante, fig.1.2, un lavoro come questo comporterebbe il rifacimento dell'intero pavimento; vincoli economici.

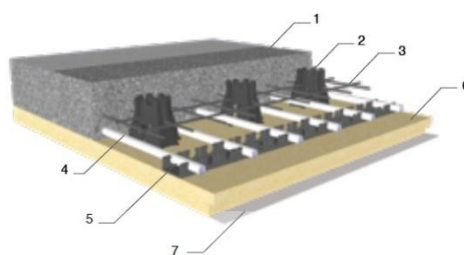
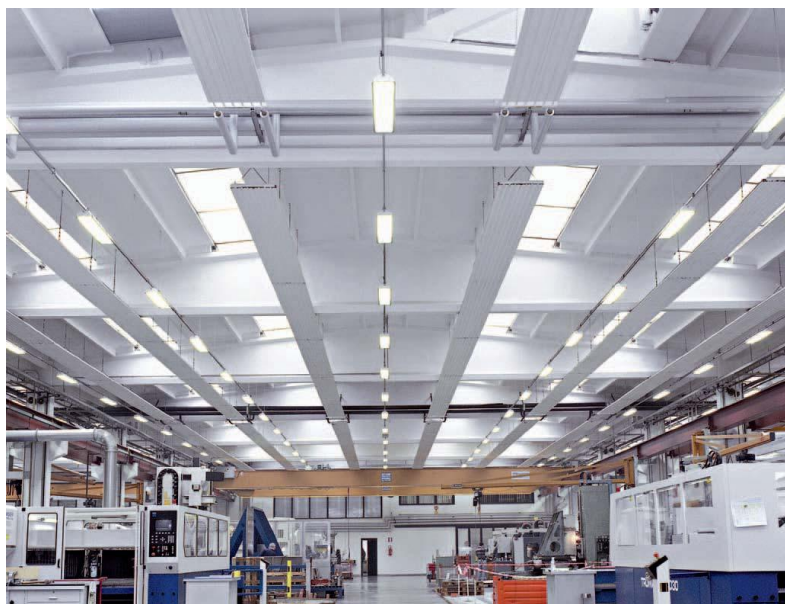


Fig. 1.2 – Spaccato di un pavimento radiante (Rossato Group). 1 rivestimento finale; 2 distanziale rete zincata; 3 rete elettrosaldata; 4 tubo in PEX/AL/PEX; 5 binario portatubo; 6 isolante INDUFloor; 7 foglio in PE antiumidità.

Le termostrisce radianti, a differenza dei pannelli annegati a pavimento, di solito vengono installati nella parte alta dell'edificio o, se ce ne fosse la possibilità, poco al di sopra della zona da riscaldare così da evitare il riscaldamento per irraggiamento anche di parti dell'edificio da non riscaldare,

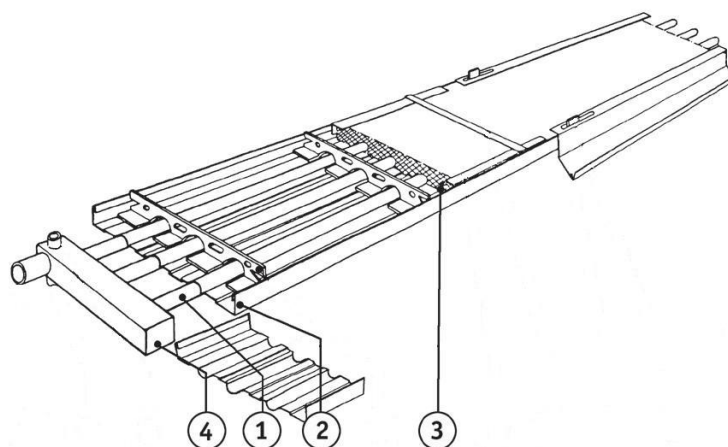
come per esempio pareti perimetrali. Questo perché, se è vero che un corpo scaldato re immette in ambiente energia radiante in funzione della temperatura a cui si trova e della sua emissività, è anche vero che maggiore sarà la temperatura a cui il corpo si trova, maggiori saranno le sue dispersioni verso l'ambiente esterno con ovvi sprechi di energia.

I sistemi si dividono principalmente in tre categorie: termostrisce elettriche, termostrisce ad acqua/acqua surriscaldata, termostrisce a gas. Quelle elettriche sono interessanti nel caso nell'edificio fosse richiesta energia in punti specifici come per esempio banconi di catene di montaggio o postazioni di lavoro fisse e nel caso se ne potessero limitare le ore di funzionamento, così da aumentarne l'efficienza. Le termostrisce ad acqua sono generalmente poste a soffitto come grandi tegoli orizzontali, fig. 1.3A.



*Fig. 1.3A – Esempio di installazione termostrisce a soffitto in edificio industriale. (Sabiana)*

Sono realizzate essenzialmente con tre elementi (fig. 1.3B): tubazioni in acciaio dove scorre acqua calda o surriscaldata (1), piastra radiante in acciaio con alloggiamenti semicircolari per ricevere le tubazioni (2), materassino isolante in lana di vetro (3), disposto nella parte posteriore della piastra, allo scopo di ridurre la cessione di calore verso zone fredde da non riscaldare, collettori di testata, iniziali o finali (4).



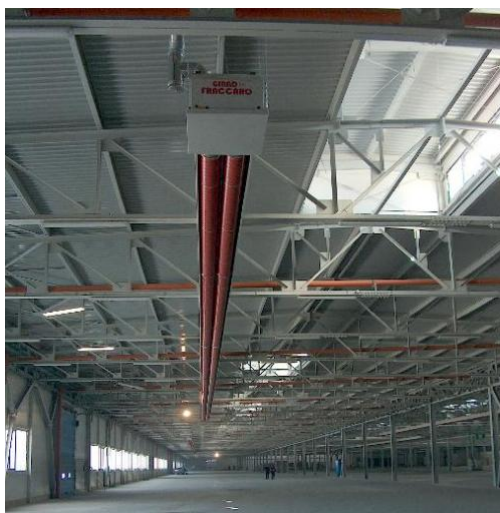
*Fig. 1.3B – Termostriscia ad acqua/acqua surriscaldata. (Sabiana)*

L'intima connessione tra tubi e piastra fa sì che l'intero sistema irradia verso il basso una potenza termica che consente di riscaldare gli ambienti senza apprezzabili movimenti d'aria. L'emissione termica per irraggiamento è proporzionale alla quarta potenza della temperatura assoluta del corpo scaldante, quindi, nel caso delle termostrisce, l'emissione sarà tanto più elevata quanto più alta sarà la temperatura media del fluido circolante nei tubi.

L'altezza di installazione delle termostrisce deve essere, compatibilmente con la temperatura del fluido a disposizione, la più bassa possibile, per impedire dispersioni di calore verso pareti perimetrali o la riduzione di emissione nel caso di presenza di polvere nell'aria.

Il calore emesso da una termostriscia orizzontale è per il 70 ÷ 75 % ceduto per irraggiamento e per il 25 ÷ 30 % ceduto per convezione; modificando le inclinazioni del pannello questi rapporti possono però variare.

Le termostrisce a gas sono essenzialmente costituite da tubi, in mandata ed in ritorno, in cui circola il fluido termico ad alta temperatura, in questo caso fumi di combustione prodotti da un bruciatore situato di solito all'esterno dell'edificio, spesso installato alla stessa altezza delle tubazioni, fig. 1.4.

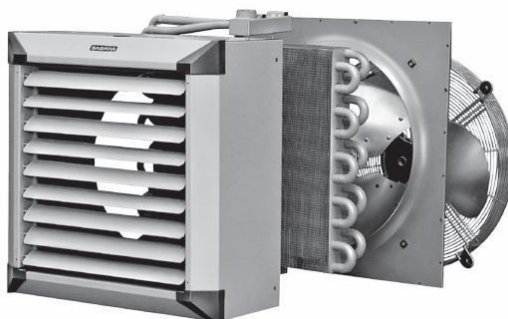


*Fig. 1.4 – Esempio di installazione termostriscia radiante a gas. (Fraccaro Officine)*

Questo sistema ha gli stessi punti critici delle termostrisce ad acqua ed in più, se sono pensati per funzionare molte ore al giorno, possono avere anche consumi elevati di combustibile. Il vantaggio principale sta nella semplicità e nella velocità di installazione.

Analizziamo adesso i sistemi ad aria.

Gli aerotermi sono sistemi largamente utilizzati in ambito industriale per riscaldare ambienti anche di notevoli volumetrie, possono essere del tipo a proiezione orizzontale (a parete) o verticale (a soffitto). Sono essenzialmente costituiti (fig. 1.5) da una cassa di contenimento in lamiera di acciaio zincata munita di alette direzionali, da una batteria di scambio termico (per acqua calda, surriscaldata o vapore) con tubi di acciaio o rame e da un ventilatore elicoidale in alluminio. Le batterie di scambio termico aria-acqua sono a pacco alettato di solito ad 1, 2 o 3 ranghi (due in fig. 1.5). I criteri di scelta degli aerotermi si poggiano principalmente sulla temperatura, sulla velocità di uscita dell'aria, sulla dislocazione nello spazio. Generalmente, per temperatura ambiente di  $15 \div 16$  °C, la temperatura di uscita dell'aria è bene sia compresa fra i 40 e i 50 °C.



*Fig. 1.5 – Aeroterme. (Sabiana)*



Uno dei problemi principali degli aerotermi, visto l'alta temperatura di immissione dell'aria, sta nel favorire la stratificazione dell'aria calda nelle zone alte dell'edificio, la stratificazione è tanto più sentita quanto più elevata è la temperatura di immissione dell'aria in ambiente, fig. 1.6.

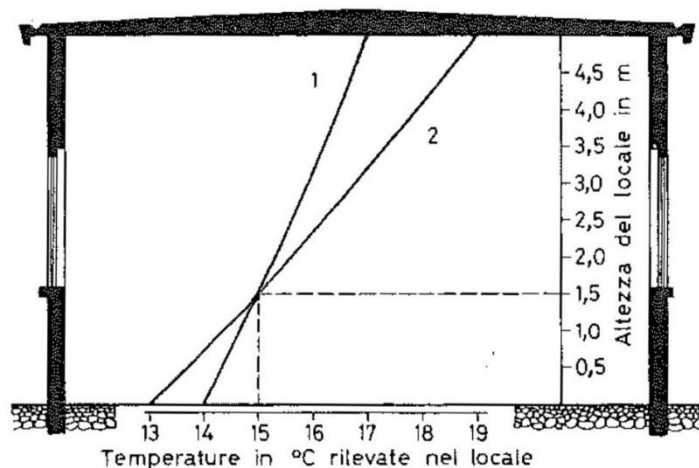


Fig. 1.6 – Gradienti termici verticali per aerotermi a parete. Temperatura di mandata aria: 37 °C (1) e 48 °C (2).

Per ovviare a questo fenomeno, agli aerotermi a proiezione orizzontale, vengono spesso accoppiati, installati nella parte alta dell'edificio, dei sistemi che limitino questi moti convettivi ascensionali, i destratificatori d'aria. Di solito sono dei semplici ventilatori, spesso dotati di sensori di temperatura (termostato ambiente) che hanno lo scopo di spingere l'aria calda verso il basso, dove richiesta.

Allo stato dell'arte attuale esistono in commercio anche aerotermi da parete interessanti, macchine che lavorano con temperature di ingresso lato acqua anche inferiori ai 40 °C, questo per facilitarne l'accoppiamento a sistemi di generazione a bassa temperatura, caldaie a condensazione, pompe di calore; un esempio sono i termoventilatori Smart Leader dell'azienda Comex Group. Per poter lavorare a queste basse temperature l'azienda ha lavorato sullo scambiatore di calore a pacco alettato. A parità di potenza termica fornita, un aumento dei ranghi della batteria (8 in questo caso), quindi della superficie di scambio termico, ha permesso di abbassare le temperature del fluido caldo. Per contro ci sono maggiori dimensioni della macchina e maggiori costi dovuti all'aumento dei ranghi della batteria di scambio termico.

Il sistema di riscaldamento a tubi microforati è composto essenzialmente da una centrale termica, che sia semplice caldaia o pompa di calore, una o più unità di trattamento aria, UTA, nel caso sia richiesto dall'utenza oltre al riscaldamento anche il condizionamento dell'aria di immissione e da canali microforati per la distribuzione dell'aria calda in ambiente, di solito realizzati in lamiera zincata o acciaio Inox, fig. 1.7.



*Fig. 1.7 – Esempio di installazione di canali microforati. (Rosso officine)*

La pressione dell'aria all'interno dei canali e la posizione dei fori, rende più agevole il movimento convettivo dell'aria, rendendo più omogenea la temperatura dell'ambiente. L'altezza di installazione delle stesse oltre allo spazio a disposizione per la loro messa in opera, le portate d'aria trattate, la velocità e la temperatura dell'aria desiderata in prossimità delle persone giocheranno un fattore determinante nel dimensionamento nelle condotte stesse: diametro, lunghezza, numero e disposizione dei canali.

### *1.1 Obiettivi e struttura della tesi*

Facendo riferimento a quanto scritto in precedenza, la tesi si pone l'obiettivo di analizzare le dispersioni termiche di un capannone industriale esistente, facente parte dello stabilimento industriale Nuovo Pignone di Massa, al fine del dimensionamento di un impianto di riscaldamento in tutte le sue parti: sottosistema di emissione, sottosistema di distribuzione, sottosistema di generazione.

Come sopra descritto un limite della normativa tecnica di riferimento per il calcolo del carico termico di progetto, UNI EN 12831:2006, sta nel considerare l'edificio nell'intero volume, quindi nel dimensionare i sottosistemi di generazione sul carico termico totale, comprensivo anche di quelle zone termiche che non richiederebbero di essere scaldate, caso tipico in un ambiente industriale, le parti alte del fabbricato. Questo modo di procedere può portare ad un sovradimensionamento dell'impianto stesso o, durante l'esercizio, a lavorare con basse efficienze di generazione.

La prima parte del lavoro è finalizzata alla raccolta dati sul capannone, mediante sopralluoghi ed interviste alle utenze al fine di prelevare dati sui materiali, sulle attività svolte al suo interno, orari lavorativi, possibili attività future. Con i dati a disposizione calcoleremo il carico termico di

progetto, prima secondo normativa, in seguito, una volta appurata la necessità di riscaldare solo la parte bassa del fabbricato, inferiore ai 5m, mediante ipotesi semplificative sull'interfaccia che divide queste due zone termiche, calcoleremo differenti valori del carico termico di progetto.

Sceglieremo in seguito un sistema di emissione appropriato tale da poter validare le nostre ipotesi di calcolo.

L'ultima parte sarà più progettuale, calcolato il carico termico di progetto e scelto il sistema di emissione, procederemo al dimensionamento dei vari sottosistemi al fine di avere una visione d'insieme del sistema edificio impianto.

## 1.2 Simboli e unità di misura

<i>Simbolo</i>	<i>Grandezza</i>	<i>Unità di misura</i>
$\Phi$	Potenza	W
$\theta$	Temperatura	°C
$\lambda$	Conducibilità termica	W/mK
$R$	Resistenza superficiale	m <sup>2</sup> K/W
$e_k$	Fattore di correzione per l'esposizione	-
$n_{min}$	Ricambi orari	h <sup>-1</sup>
$cp$	Calore specifico	kJ/kgK
$\rho$	densità	kg/m <sup>3</sup>
$H$	Coefficiente di dispersione termica, coefficiente di scambio termico	W/K
$A$	area	m <sup>2</sup>
$U$	Trasmittanza termica	W/m <sup>2</sup> K
$B'$	dimensione caratteristica del pavimento	m
$d_t$	spessore equivalente totale-pavimento	m
$P$	perimetro esposto del pavimento	m
$s$	spessore	m
$\dot{V}$	portata d'aria volumetrica	m <sup>3</sup> /s; m <sup>3</sup> /h
$V$	volume	m <sup>3</sup>
$\varphi$	potenza per unità di superficie	W/m <sup>2</sup>
$\Delta$	differenziale	-
$v$	velocità	m/s
$LT$	gittata	m
$\dot{m}$	portata massica	kg/s
$p$	pressione	Pa
$NR$	indice di rumorosità	dB
$L$	larghezza	mm
$H$	altezza	mm
$R$	raggio	mm
$D$	diametro	mm
$l$	lunghezza	m
$U'$	trasmittanza termica lineare	W/mK
$K$	coefficiente globale di scambio termico	W/(m <sup>2</sup> di s.f. NR °C)
$h$	coefficiente di scambio convettivo	W/m <sup>2</sup> K

<i>Pedici</i>	<i>Significato</i>
i:	interna
e:	esterna, esterno
ie:	interno-esterno
T:	trasmissione
V:	ventilazione
g:	terreno
p:	pavimento
k:	pedice di sommatoria
w:	parete
m:	media annuale
int:	interfaccia
a:	aria
imm:	immissione
asp:	aspirazione
b:	bocchetta
c:	condotta
st:	statica
din:	dinamica
mand:	mandata
in:	ingresso
out:	uscita
is:	isolante
r:	recuperatore
bat:	batteria
f:	frontale
ML:	media logaritmica
BP:	balance point
pdc:	pompa di calore
el:	elettrica

## Cap. 2 Descrizione capannone industriale

Il capannone oggetto dello studio è situato a Massa e fa parte di uno dei manufatti dello stabilimento industriale dell'azienda Nuovo Pignone S.r.l. La struttura principale risale agli anni ottanta ed aveva dimensioni in pianta pari a circa m.55,5x24,5 con altezza di m.11 in gronda. Nel corso degli anni ha avuto un paio di interventi importanti: un ampliamento di circa 15 metri nel senso della lunghezza (1994) ed un potenziamento del carro ponte (anni duemila). Al momento l'edificio è utilizzato per attività di imballaggio e ricovero materiali, conta di una forza lavoro media di 30 persone al giorno ed al suo interno vi vengono svolti regolarmente due turni lavorativi dalle 7 di mattina alle 22 di sera. Si riporta in appendice la planimetria generale dell'intero stabilimento. In planimetria è anche visibile (cerchiato in rosso) il capannone oggetto dello studio.

Come si può osservare dalla planimetria, il manufatto è isolato, non è collegato ad altri edifici. La sua pianta, di dimensione rettangolare, allo stato attuale risulta di m.70,5x24,5, l'ingresso principale, di m.15,25x11, è orientato a Sud-Ovest, si veda la fig. 2.1.

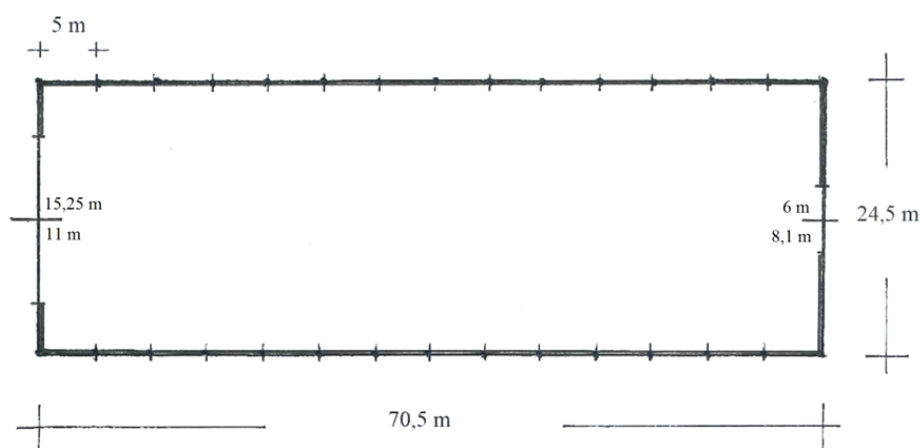


Fig. 2.1 – Pianta capannone. Scala 1:500

L'edificio ha un'altezza di circa 11 m in gronda ed un'altezza massima di circa 15,50 m, la copertura è a volta. Lo schema statico è a portale con pilastri incastrati alla base e traverso ad arco incernierato.

La copertura come anzidetto è a volta, con arco a traliccio (altezza cm.60) incernierato a spinta eliminata (catene), costituito da correnti UPN 100, rompitrattato in senso longitudinale da n°4 travi reticolari.

I montanti (pilastri) sono di tipo tralicciato con profili HEA 200 (lato interno) e profili U 200 (lato esterno), collegati con angolari mm.50x50x5, di larghezza totale cm.80. Le fondazioni sono a plinti

collegati da cordoli in calcestruzzo armato sia trasversali che longitudinali. I collegamenti di montaggio delle strutture in acciaio sono bullonati, si veda la sezione di fig. 2.2.

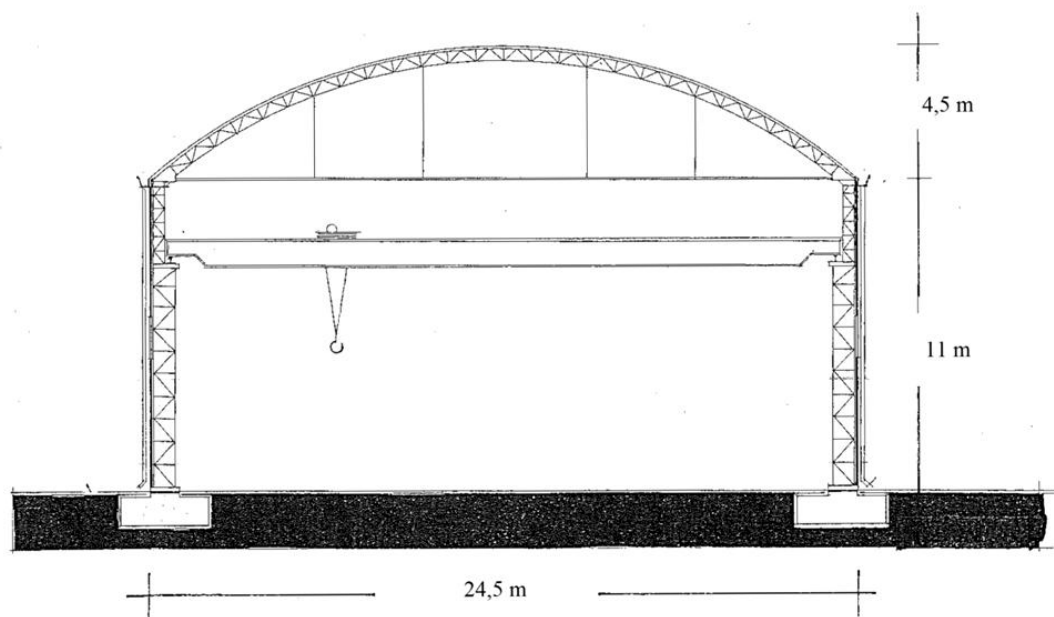


Fig. 2.2 – Sezione capannone. Scala 1:200.

La tamponatura e la copertura sono realizzate con lamiera grecata di acciaio dello spessore di circa 1mm. Sul lato Sud-Ovest (in seguito lato mare) è presente un'apertura di m.15,25x11 costituita da quattro ante che si muovono su dei binari (a scorrimento) ed anch'esse sono costituite da lamiera grecata di acciaio, dello stesso tipo della tamponatura e di spessore analogo. Sul lato opposto (in seguito lato monti) c'è un'altra apertura di m.6x8,1 avente anch'essa portone a due ante a scorrimento. Le superfici totali dei due ingressi ammontano così a circa 216,35 m<sup>2</sup>.

Sul lato Sud-Est (in seguito lato Viareggio), sono presenti finestrature continue a fascia orizzontale che corrono per quasi la totalità della facciata, situate a circa 5 m da terra ed alte circa 1,3m. Sono finestre fisse che servono esclusivamente per illuminare l'interno del capannone, sono realizzate in resina poliestere rinforzata con fibra di vetro, di spessore dell'ordine del millimetro. Il lato opposto (lato Nord-Ovest, lato Carrara) è speculare al lato Viareggio. La copertura, come sopra descritto, costituita da lamiera grecata in acciaio, è dotata anch'essa di finestratura, stessa tipologia di quella presente sui due lati lunghi dell'edificio, per una superficie di circa 360 m<sup>2</sup>. Tale superficie, sommata alle precedenti due superfici, danno una superficie illuminante totale di circa 500 m<sup>2</sup>. Questa superficie, è ad uso esclusivo della luminosità interna del locale, non contribuisce ai ricambi d'aria; la ventilazione, allo stato attuale, viene effettuata naturalmente aprendo gli ingressi principali. Il pavimento è costituito da un massetto di calcestruzzo armato dello spessore di circa 30 cm. Sul lato Carrara sono presenti anche due porte antipanico delle dimensioni di cm.90x210, ed una analoga è presente sul lato monti. Per avere una migliore descrizione del capannone in

questione si riportano due foto. Nella foto 2.3 (lato monti) è visibile, oltre che la tamponatura in lamiera grecata, il portone a due ante di m.6x8,1. Nella foto 2.4 (lato Carrara) si possono vedere le finestrate in resina poliestere.



*Foto. 2.3 – Prospetto lato monti*



*Foto. 2.4 – Prospetto lato Carrara*

Per quanto riguarda la parte impiantistica, l'edificio al momento non è climatizzato. Quando è stato costruito (1983) vi erano installati sei generatori d'aria calda a parete a circa 3,5 m di altezza,

alimentati da un bruciatore a gas. Essi sopprimevano all'intero fabbisogno climatico (in riscaldamento) dell'ambiente. Insieme ai generatori erano stati installati, a circa 11 m di altezza, sei destratificatori d'aria, della portata nominale di 13000 m<sup>3</sup>/h ciascuno. I destratificatori, oltre a contribuire ai ricircoli orari, contrastavano il fenomeno della stratificazione del calore, per il quale l'aria calda, per differenza di densità, tende a salire e a stratificarsi nelle zone alte dell'edificio, aumentandone gli scambi termici verso l'esterno e quindi le dispersioni.

Alla stato attuale questi due impianti sono scollegati, i destratificatori sono ancora utilizzabili, ma gli aerotermini sono in fase di smantellamento.

Altri impianti interessanti non ce ne sono, eccezion fatta per gli impianti di illuminazione, 30 fari a LED della potenza di 90 W ciascuno, posizionati nella parte alta dell'edificio ed un carroponete, visibile anche in fig. 2.2, della capacità di circa 30 tonnellate che scorre su dei binari per tutta la lunghezza dell'edificio, ad un'altezza di poco superiore agli 8m.



## Cap. 3 Carico termico di progetto

Il carico termico di progetto verrà calcolato da prima secondo normativa, UNI EN 12831:2006, su tutto il volume interno. Poi mediante ipotesi semplificative, al fine di superare il limite imposto dalla normativa stessa, il carico termico sarà riferito al volume interno oggetto dello studio.

### 3.1 Carico termico di progetto, secondo UNI EN 12831:2006

La normativa UNI EN 12831:2006 per il calcolo del carico termico di progetto per un edificio come quello oggetto di studio prevede di considerare l'intero volume e, una volta ottenuto il carico, moltiplicare il valore per opportuni coefficienti al fine di tenere conto del gradiente verticale di temperatura. Riportiamo di seguito il procedimento di calcolo per uno spazio riscaldato:

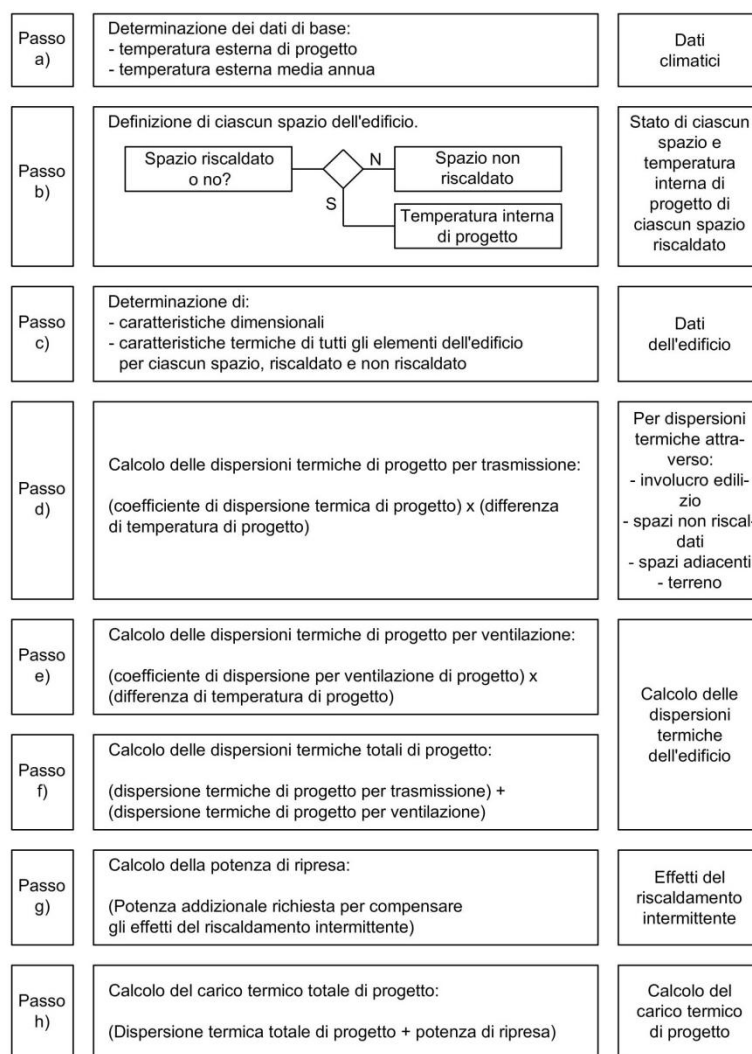


Fig. 3.1 – Procedimento di calcolo per uno spazio riscaldato (UNI EN 12831:2006)

### 3.1.1 Dati generali di calcolo

Seguendo lo schema precedente, al passo a) e c), vengono richiesti i dati generali di ingresso per il calcolo, dati climatici e dati sull'edificio, di seguito riportati.

Dati climatici:

- località: *Massa*;
- zona climatica: *C*;
- temperatura esterna di progetto,  $\theta_e$ : 0 °C;
- temperatura esterna media annuale,  $\theta_{m,e}$ : 9,48 °C;
- temperatura interna di progetto,  $\theta_i$ : 16 °C<sup>(a)</sup>;
- resistenza superficiale interna,  $R_{si}$ :  
per flusso orizzontale: 0,13 m<sup>2</sup>K/W,  
per flusso ascendente: 0,1 m<sup>2</sup>K/W;
- resistenza superficiale esterna,  $R_{se}$ : 0,04 m<sup>2</sup>K/W;
- fattori di correzione per l'esposizione,  $e_k$ :

<i>N</i>	<i>NE</i>	<i>E</i>	<i>SE</i>	<i>S</i>	<i>SO</i>	<i>O</i>	<i>NO</i>
1,2	1,2	1,15	1,1	1	1,05	1	1,15

Dati dell'edificio:

- Volume interno totale,  $V_i$ : 24114,88 m<sup>3</sup>;
- Superficie pavimento: 1727,3 m<sup>2</sup>;
- Area della copertura: 1844,3 m<sup>2</sup>,  
lamiera grecata: 1484,3 m<sup>2</sup>,  
resina poliestere rinforzata con fibra di vetro: 360 m<sup>2</sup>;
- Area esposta lato sud-est: 775,5 m<sup>2</sup>,  
lamiera grecata: 706,5 m<sup>2</sup>,  
resina poliestere rinforzata con fibra di vetro: 69 m<sup>2</sup>;
- Area esposta lato nord-ovest: 775,5 m<sup>2</sup>,  
lamiera grecata: 706,5 m<sup>2</sup>,  
resina poliestere rinforzata con fibra di vetro: 69 m<sup>2</sup>;
- Area esposta lato sud-ovest: 342,1 m<sup>2</sup>,  
lamiera grecata: 174,3 m<sup>2</sup>,  
portone: 167,8 m<sup>2</sup>;

---

(a) Per la temperatura interna di progetto,  $\theta_i$ , la UNI EN 12831:2006 riporta in appendice D alcuni valori di riferimento in funzione della tipologia di edificio. Per il caso in questione, edificio industriale, la normativa non riporta valori. La temperatura di 16 °C è stata scelta in base alle attività svolte all'interno dell'edificio.

- Area esposta lato nord-ovest: 342,1 m<sup>2</sup>,  
lamiera grecata: 706,5 m<sup>2</sup>,  
portone: 48,6 m<sup>2</sup>.

<i>Dati sui materiali</i>		
descrizione	<i>s</i> [m]	<i>λ</i> [W/mK]
Lamiera grecata	0,001	50 <sup>(b)</sup>
Resina poliestere rinf. con fibra di vetro	0,001	0,5
Pavimento (calcestruzzo armato)	0,3	1,4
Terreno (sabbia o ghiaia)	-	2

Dati per la determinazione del coefficiente di dispersione termica per ventilazione:

- tasso di ventilazione esterna minimo orario,  $n_{min}$ : 0,5 h<sup>-1(c)</sup>;
- tasso orario di ventilazione con una differenza di pressione di 50 Pa tra interno ed esterno,  $n_{50}$ : 5 h<sup>-1</sup>;
- coefficiente di schermatura,  $e_i$ : 0,05;
- fattore di correzione per l'altezza,  $\varepsilon_i$ : 1,2.

Con riferimento allo schema di calcolo precedente, al passo b: definizione di ciascuno spazio dell'edificio, lo spazio riscaldato sarà unicamente l'intero volume dell'edificio a cui imporre la temperatura interna di progetto di 16 °C.

### 3.1.2 Equazioni di base e risultati ottenuti

Riportiamo di seguito le formule utilizzate ed i risultati ottenuti.

Il calcolo delle dispersioni termiche totali di progetto, passo f), è stato effettuato mediante la formula:

$$\Phi = \Phi_T + \Phi_V \quad [\text{W}]$$

Dove le potenze,  $\Phi_T$  (dispersione termica di progetto per trasmissione) ed  $\Phi_V$  (dispersione termica di progetto per ventilazione) passo d) ed e), rispettivamente, sono espresse:

$$\Phi_T = (H_{T,e} + H_{T,g}) \cdot (\theta_i - \theta_e) \quad [\text{W}]$$

$$\Phi_V = H_V \cdot (\theta_i - \theta_e) \quad [\text{W}].$$

(b) Conducibilità termica media dell'acciaio.

(c) La normativa dà i valori del tasso minimo di ventilazione esterna in funzione del tipo di ambiente. Anche in questo caso non abbiamo valori predefiniti per ambienti industriali, questo perché,  $n_{min}$  varia a secondo del tipo di lavorazione che viene effettuato all'interno dello stesso oltre che al numero di persone che vi risiedono, non è facile quindi dare un valore univoco. Considerando il tipo di attività svolte all'interno del capannone ed una densità media inferiore a 0,2 persone ogni 10 m<sup>2</sup> di pavimento, è stato scelto un valore standard di 0,5h<sup>-1</sup>.

Il coefficiente di dispersione termica per trasmissione dallo spazio riscaldato verso l'esterno,  $H_{T,e}$ , dipenderà da tutti gli elementi dell'edificio e dai ponti termici lineari che separano lo spazio riscaldato dall'ambiente esterno. Vista la conformazione e le caratteristiche termiche della struttura (pareti di lamiera grecata in acciaio con spessore 1mm) le dispersioni attraverso i ponti termici, che nel nostro caso sarebbero i pilastri portanti in acciaio sono state trascurate.

Il coefficiente  $H_{T,e}$  sarà calcolato quindi per mezzo della formula semplificata:

$$H_{T,e} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k \quad [\text{W/K}]$$

Il coefficiente di dispersione termica di progetto per trasmissione verso il terreno in condizione di regime permanente,  $H_{T,g}$ , dallo spazio riscaldato verso il terreno, viene calcolato, UNI EN ISO 13370, con la formula:

$$H_{T,g} = A_p \cdot U_p \quad [\text{W/K}]$$

In cui  $A_p$  è l'area del pavimento ed  $U_p$  è la trasmittanza termica di base per pavimento contro terra e privo di isolamento termico:

$$U_p = \frac{2\lambda_g}{\pi B' + d_t} \ln\left(\frac{\pi B'}{d_t} + 1\right) \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

nella formula,  $B'$  è un parametro caratteristico del pavimento, espresso in metri, inserito per tenere conto della natura tridimensionale del flusso termico nel terreno, ed è definito come l'area del pavimento divisa per il suo semiperimetro:

$$B' = \frac{A_p}{0,5 \cdot P} \quad [\text{m}]$$

$d_t$  è lo spessore equivalente del pavimento, anch'esso in metri, espresso da:

$$d_t = s_w + \lambda_g \left( R_{si} + \frac{s_p}{\lambda_p} + R_{se} \right) \quad [\text{m}].$$

Il coefficiente di dispersione termica di progetto per ventilazione,  $H_v$ , è calcolato con l'equazione:

$$H_v = \dot{V} \cdot \rho_a \cdot c_{p,a} \quad [\text{W/K}]$$

La portata d'aria dello spazio riscaldato,  $\dot{V}$ , nel caso di edifici senza sistemi di ventilazione meccanica, è definita come il valore massimo tra la portata d'aria dovuta all'infiltrazione attraverso l'involucro dell'edificio,  $\dot{V}_{inf,i}$ , calcolata per mezzo della formula:

$$\dot{V}_{inf,i} = 2 \cdot V_i \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \varepsilon_i \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

e la portata d'aria minima per ragioni di igiene,  $\dot{V}_{min,i}$ , definita come:

$$\dot{V}_{min,i} = n_{min} \cdot V_i \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Il valore così ottenuto di  $\Phi$ , seguendo l'appendice B della normativa, verrà moltiplicato per il coefficiente correttivo  $f_{h,i}$  per tenere conto dell'altezza effettiva dell'edificio. Ipotizzando un sistema di riscaldamento convettivo con immissione aria calda da un livello intermedio, si veda la precedente fig. 1.1, sarà  $f_{h,i}=1,3$ .

Le dispersioni risultanti sono:

		Descrizione	Dispersioni termiche [W/K]	Percentuale [%]
		ventilazione	4919,4	15,1
Trasmissione	Copertura			
		Totali	13135,7	40,4
		(finestratura)	(2535,2)	(19,3)
		(lamiera grecata)	(10600,5)	(80,7)
	Lato Viareggio (SE)			
		Totali	5012,2	15,4
		(finestratura)	(441,3)	(8,8)
		(lamiera grecata)	(4570,9)	(91,2)
	Lato Carrara (NW)			
		Totali	5240,0	16,1
		(finestratura)	(461,3)	(8,8)
		(lamiera grecata)	(4778,7)	(91,2)
	Lato Sud (SW)			
		Totali	2112,4	6,5
		(lamiera grecata)	(1076,5)	(51)
		(portone)	(1036,0)	(49)
	Lato Nord (NE)			
		Totali	1573,3	4,8
		(lamiera grecata)	(1230,2)	(78,2)
		(portone)	(343,0)	(21,8)
	Terreno			
		pavimento	503,3	1,6
			32496,4	100

Ed il carico termico totale, prodotto delle dispersioni termiche totali per la differenza di temperatura di progetto e per il coefficiente  $f_{h,i}$  risulta essere:

$$\Phi_i = (H_T + H_V) \cdot (\theta_i - \theta_e) \cdot f_{h,i} = 675925 \quad [\text{W}]$$

Ed in termini specifici, diviso la superficie utile di pavimento:

$$\varphi_i = 391,3 \quad [\text{W/m}^2].$$

Questo valore di  $\Phi_i$ , circa 676 kW, è il valore su cui un eventuale progettista dovrebbe lavorare. Per esempio, prima di dimensionare un sistema di generazione, visto le elevate perdite specifiche, potrebbe cominciare ad affrontare un'analisi su possibili interventi migliorativi lato involucro, magari partendo dalla copertura, che, come possiamo vedere dai valori percentuali, incide sulle dispersioni per più di un 40%. Agendo sulla copertura avremo anche un miglioramento sulle perdite di ventilazione visto che, il valore ottenuto di 4919,4 W/K è dipendente principalmente dal tasso di ventilazione,  $n_{50}$ , funzione del grado di tenuta dell'involucro dell'edificio.

Il carico termico elevato, insieme alla necessità di riscaldare il volume solo effettivamente occupato dalle lavorazioni, ci ha portato a considerare una altezza dal suolo limitata a metri 5. Con queste ipotesi semplificative lavoreremo sull'interfaccia di scambio termico che divide le due zone termiche del capannone al fine di ridurre il valore del carico termico ottenuto.

### 3.2 Carico termico di progetto, $\Phi_{T,int} = \Phi_{V,int} = 0$

Come prima approssimazione facciamo l'ipotesi di interfaccia adiabatica,  $\Phi_{T,int} = 0$ , e impermeabile all'aria,  $\Phi_{V,int} = 0$ , fig. 3.2. L'interfaccia di separazione tra le due zone termiche dell'edificio è stata posta ad altezza pari a 5m principalmente per i seguenti motivi:

- le attività lavorative svolte all'interno del capannone di imballaggio e stoccaggio materiali, vengono effettuate al di sotto di questo valore;
- analoghe caratteristiche dei materiali costituenti l'involucro, le finestre sulle pareti laterali sono al di sopra dei 5m.

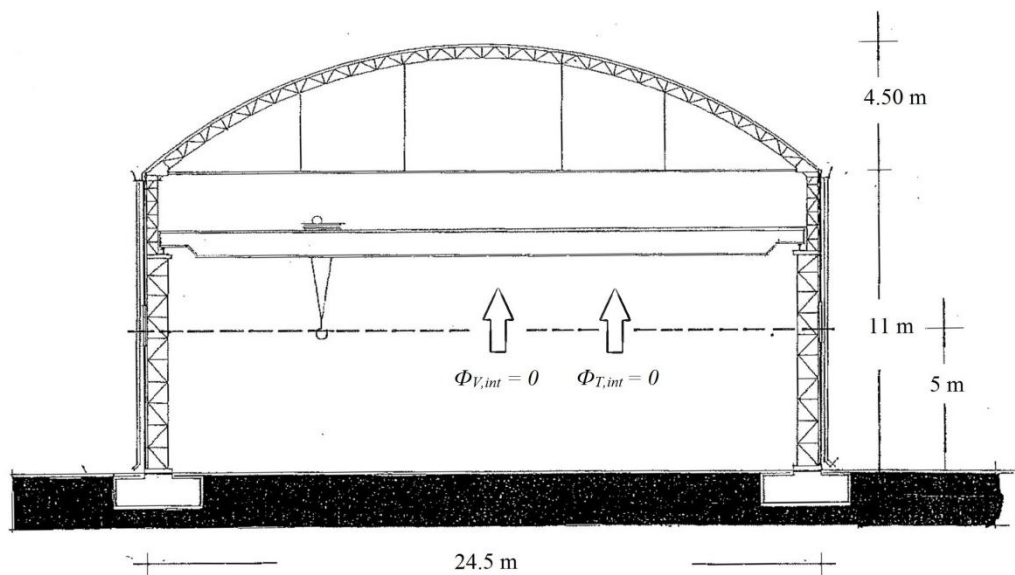


Fig. 3.2 – Sezione capannone con linea 5m ed ipotesi  $\Phi_{V,int} = \Phi_{T,int} = 0$ . Scala 1:200

### 3.2.1 Dati generali di calcolo

I dati climatici sono analoghi al caso precedente, la temperatura interna di progetto della zona confinata ai 5m continuerà a rimanere sui 16 °C, avremo invece differenti valori sui materiali e sulle superfici di scambio termico. I materiali costituenti le pareti perimetrali sono tutti omogenei, lamiera grecata di 1mm, non avendo più a che fare con la copertura e le finestre longitudinali. I dati geometrici saranno quindi:

- Volume interno totale,  $V_i$ : 8636,3 m<sup>3</sup>;
- Superficie pavimento: 1727,3 m<sup>2</sup>;
- Area esposta lato sud-est: 352,5 m<sup>2</sup>,
- Area esposta lato nord-ovest: 352,5 m<sup>2</sup>,
- Area esposta lato sud-ovest: 342,1 m<sup>2</sup>,
- lamiera grecata: 46,3 m<sup>2</sup>,
- portone: 76,3 m<sup>2</sup>;
- Area esposta lato nord-est: 342,1 m<sup>2</sup>,
- lamiera grecata: 92,5 m<sup>2</sup>,
- portone: 30 m<sup>2</sup>;

Per i dati riguardanti la ventilazione, viene ancora mantenuto un valore di ricambi d'aria,  $n_{min}$ , di 0,5 h<sup>-1</sup>.

### 3.2.2 Risultati ottenuti

Non stiamo a ripetere in questo paragrafo le formule usate per il calcolo del carico termico di progetto, visto che continueranno a valere quelle usate nel paragrafo precedente. Riportiamo invece in forma di tabella i risultati ottenuti.

			Descrizione	Dispersioni termiche [W/K]	Percentuale [%]
			ventilazione	1468,2	17,8
Trasmissione	Lato Viareggio (SE)				
			lamiera grecata	2280,6	27,6
	Lato Carrara (NW)				
			lamiera grecata	2384,3	28,8
	Lato Sud (SW)				
			Totali	756,5	9,2
			(lamiera grecata)	(285,6)	(37,8)
			(portone)	(470,9)	(62,2)
	Lato Nord (NE)				
			Totali	864,6	10,5
			(lamiera grecata)	(652,9)	(75,5)
			(portone)	(211,7)	(24,5)
	Terreno				
		pavimento	503,3	6,1	
				8266,5	100

Questo valore totale delle dispersioni di circa 8,3 kW/K, somma delle dispersioni per trasmissione attraverso le pareti perimetrali, portoni, il pavimento e delle perdite di ventilazione dovute ai ricambi orari, moltiplicato per la differenza di temperatura di progetto, 16°C, fornirà il carico termico di progetto nel caso di ipotesi di interfaccia adiabatica ed impermeabile:

$$\Phi_i = (H_T + H_V) \cdot (\theta_i - \theta_e) = 108629,4 \quad [\text{W}]$$

Ed in termini specifici, diviso la superficie utile di pavimento:

$$\varphi_i \cong 75,5 \quad [\text{W/m}^2].$$



Come possiamo notare questo valore è inferiore di circa l'84% rispetto al carico termico di progetto calcolato secondo normativa che risultava di circa 676 kW. Questa osservazione ci porta a dedurre che, come del resto ci aspettavamo, l'ipotesi di interfaccia adiabatica è un po' forzata, anche perché, nell'ottica futura di andare a pensare un sistema di emissione, è difficile trascurare completamente le dispersioni termiche tra zone delimitate da una superficie fittizia costituita da sola aria. Dispersioni dovute a scambi per trasmissione e a scambi di massa. Questa prima ipotesi ci ha comunque portato a ragionare sui due modi di scambio termico tra le zone dell'edificio, nell'ipotesi successiva abbiamo supposto le dispersioni termiche per ventilazione tra le due zone trascurabili, rispetto alle dispersioni per trasmissione. Per far ciò siamo andati ad analizzare cosa succederebbe al carico termico di progetto nel caso di interfaccia costituita da lamiera grecata, stesse caratteristiche delle pareti perimetrali. La zona termica da climatizzare, entro i 5m, posta da progetto a 16°C, si troverebbe adesso a disperdere calore oltre che verso l'esterno, il terreno e per scambi di massa verso l'esterno, con un ambiente non climatizzato. L'ambiente non climatizzato si troverà quindi ad una temperatura di progetto intermedia tra quella della zona a 16°C e quella esterna posta a 0°C.

### *3.3 Carico termico di progetto, $\Phi_{T,int} \neq 0$ , $\Phi_{V,int} \approx 0$*

Come seconda ipotesi, per superare i vincoli imposti dalla UNI EN 12831:2006 riguardo al volume oggetto del calcolo, lavoriamo ancora sul volume oggetto delle lavorazioni, entro i 5m, ma adesso non faremo più valere l'ipotesi di interfaccia adiabatica,  $\Phi_{T,int} \neq 0$ . Lavorando con interfaccia costituita da lamiera grecata l'ambiente climatizzato, entro i 5m, cederà, attraverso questa superficie, calore per conduzione e convezione all'ambiente soprastante che si troverà ad una temperatura di progetto, da calcolarsi, compresa tra 0 e 16°C; fig.3.3.

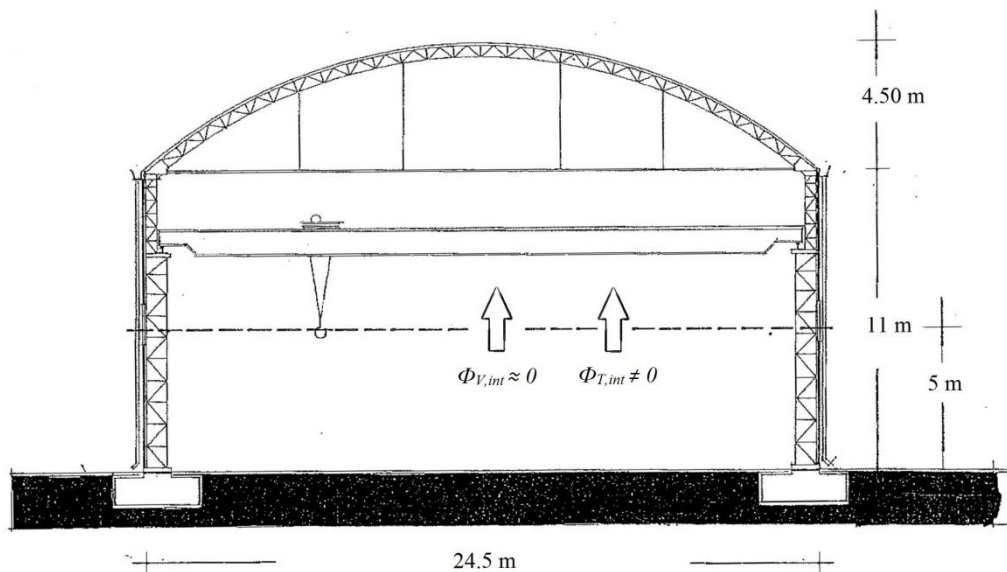


Fig. 3.3 – Sezione capannone con linea 5m ed ipotesi  $\Phi_{V,int} \approx 0$  e  $\Phi_{T,int} \neq 0$ . Scala 1:200

Il coefficiente di dispersione termico per trasmissione all'interfaccia potrà essere così espresso:

$$H_{T,int} = A_{int} \cdot U_{int} \quad [\text{W/K}]$$

Dove l'area dell'interfaccia è coincidente con l'area del pavimento e la trasmittanza termica dell'interfaccia,  $U_{int}$ , contributo delle resistenze superficiali convettive e della resistenza conduttiva della lamiera, risulta essere di circa  $5 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Per avere la potenza termica scambiata tra la zona termica a  $16^\circ\text{C}$  e la zona soprastante a  $\theta_{UP}$ , dovremo moltiplicare il coefficiente di dispersione per  $(16^\circ\text{C} - \theta_{UP})$ . La temperatura della zona UP sarà funzione delle dispersioni termiche della relativa zona, dispersioni termiche per trasmissione verso l'esterno e per ventilazione e del coefficiente  $H_{T,int}$  secondo l'equazione:

$$\theta_{UP} = \frac{H_{T,int} \cdot \theta_i}{H_{T,UP} + H_{V,UP} + H_{T,int}} \quad [^\circ\text{C}]$$

Questa temperatura di progetto risulta essere di  $4,3^\circ\text{C}$ .

### 3.3.1 Risultati ottenuti

Analogamente a quanto fatto per i casi precedenti riportiamo in forma di tabella i risultati ottenuti.

			Descrizione	Dispersioni termiche [W/K]	Percentuale [%]
			ventilazione	1468,2	8,7
			interfaccia	8635,4	51,1
Trasmissione	Lato Viareggio (SE)				
			lamiera grecata	2280,6	13,5
	Lato Carrara (NW)				
			lamiera grecata	2384,3	14,1
	Lato Sud (SW)				
			Totali	756,5	4,5
			(lamiera grecata)	(285,6)	(37,8)
			(portone)	(470,9)	(62,2)
	Lato Nord (NE)				
			Totali	864,6	5,1
			(lamiera grecata)	(652,9)	(75,5)
			(portone)	(211,7)	(24,5)
	Terreno				
			pavimento	503,3	3,0
				16892,9	100

Il carico termico di progetto con ipotesi di interfaccia costituita da lamiera grecata in acciaio di spessore 1mm risulta quindi:

$$\Phi_i = (H_T + H_V) \cdot (\theta_i - \theta_e) + H_{T,int} \cdot (\theta_i - \theta_{UP}) = 233242,2 \quad [\text{W}]$$

Ed in termini specifici, diviso la superficie utile di pavimento:

$$\varphi_i \cong 135 \quad [\text{W/m}^2].$$

Questo valore del carico termico risulta inferiore al carico termico di progetto, calcolato secondo normativa sull'intero volume dell'edificio, di circa il 65%. Data per buona questa ipotesi nei capitoli successivi cercheremo di trovare una soluzione impiantistica tale da supportare questa tesi.

Prima di procedere con lo studio del sistema emissivo e dei relativi sottosistemi di distribuzione e generazione, al fine di migliorare il carico termico di progetto così ottenuto e vista la bassa tenuta termica dell'involucro oltre che alle elevate dispersioni termiche dei portoni, si è pensato da subito ad un intervento di riqualificazione energetica sullo stesso.

Limitando il nostro intervento alla zona di capannone oggetto di analisi, entro i 5m, realizzeremo un cappotto termico esterno costituito da un isolante in lana di roccia dello spessore di 11cm<sup>(d)</sup> e alla sostituzione dei portoni, a scorrimento in lamiera di acciaio, con portoni ad impacchettamento rapido, realizzati in teli di PVC dello spessore di 1mm e dotati di un intercapedine d'aria di circa 30cm.

Ripetendo i calcoli con questi interventi e prendendo un valore della conducibilità termica della lana di roccia,  $\lambda_{is}$ , di 0,041 W/mK, del PVC,  $\lambda_{PVC}$ , uguale a 0,16 W/mK ed un valore della resistenza termica dell'intercapedine d'aria,  $R_{aria}$ , di 0,18 m<sup>2</sup>K/W, otterremo un carico termico di progetto finale di:

$$\Phi_i = 142701,3 \quad [\text{W}]$$

Ed in termini specifici, diviso la superficie utile di pavimento:

$$\varphi_i \cong 83 \quad [\text{W/m}^2].$$

Come possiamo notare da questi risultati con un intervento tutto sommato minimo, cappotto limitato ai 5m di altezza e sostituzione dei portoni, miglioriamo i nostri fabbisogni termici di quasi un 40%. I vari sottosistemi, di emissione, di distribuzione e di generazione, analizzati in seguito, verranno dimensionati sulla base di questo carico termico di progetto.

---

<sup>(d)</sup> Il DM 26 gennaio 2010 impone una trasmittanza termica delle strutture opache verticali di 0,34 W/m<sup>2</sup>K. Sulla base di questo valore e con l'isolante proposto, otteniamo lo spessore riportato.

## Cap.4 Sottosistema di emissione

In questo capitolo andremo a studiare un possibile sistema di emissione capace di validare le nostre ipotesi di calcolo sul carico termico di progetto, ovvero capace di limitare gli scambi di massa tra le due zone termiche dell'edificio, quella climatizzata entro i 5m, con una temperatura imposta di 16°C e quella soprastante con una temperatura di progetto di poco superiore alla temperatura esterna. La soluzione proposta è ricaduta su un sistema di emissione ad aria costituito da bocchette di immissione in mandata, poste su ambo i lati lunghi del capannone sotto la linea dei 5m e griglie di aspirazione in ripresa, poste sotto pavimento nella parte centrale del capannone secondo lo schema riportato in fig. 4.1.

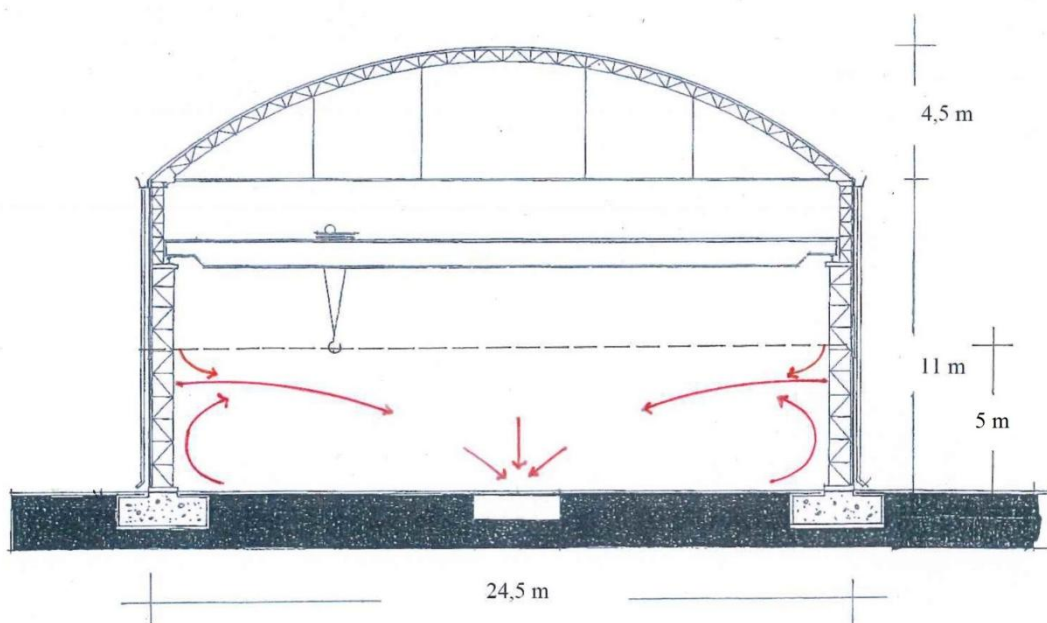


Fig. 4.1 – Sezione capannone con linee di flusso aria mandata/ripresa. Scala 1:200

### 4.1 Dimensionamento bocchette di mandata

Per il dimensionamento delle bocchette di mandata dovremmo tenere conto di opportuni vincoli:

- portata dell'aria trattata;
- velocità dell'aria ammessa all'interno dell'edificio;
- gittata;
- collocazione delle stesse in ambiente al fine di una corretta diffusione dell'aria calda;
- eventuali vincoli interni che possono ostacolare il flusso d'aria.

Il calcolo della portata d'aria di progetto verrà effettuato, imponendo un differenziale di temperatura tra la temperatura di immissione,  $\theta_{imm}$ , e la temperatura interna,  $\theta_i$ , di 7 °C, servendoci della relazione:

$$\dot{V}_a = \frac{3600 \cdot \Phi_i}{(\theta_{imm} - \theta_i) \cdot \rho_a \cdot c_{p,a}} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Dove il carico,  $\Phi_i$ , è il carico precedentemente ottenuto, comprensivo delle migliori termiche sull'involucro, 142701,3 W.

L'equazione da una portata d'aria totale di 60737,2 m<sup>3</sup>/h.

Per avere la portata nominale a bocchetta, dovremo dividere questo valore per il numero totale di bocchette che si presume di installare, incognita del nostro problema. Il numero di bocchette dovrà essere idoneo a garantire una diffusione uniforme dell'aria immessa nell'ambiente senza provocare inopportune correnti d'aria. La distribuzione dell'aria è legata alla forma dell'apertura di mandata ed alla velocità di uscita. Allo scarico della bocca l'aria provoca un movimento d'aria secondario nella zona circostante. Questo movimento d'aria secondario, od aria indotta, favorisce la diffusione ed è proporzionale alla velocità di uscita. Un getto d'aria uscente da una semplice apertura rettangolare si diffonde secondo un angolo di circa 5°, finché la sua velocità si esaurisce. L'angolo di diffusione può essere portato ad aprirsi fino 90° circa se l'apertura di mandata viene completata da alette deflettrici, fig. 4.2. All'aumentare dell'apertura avremo però una diminuzione di gittata.

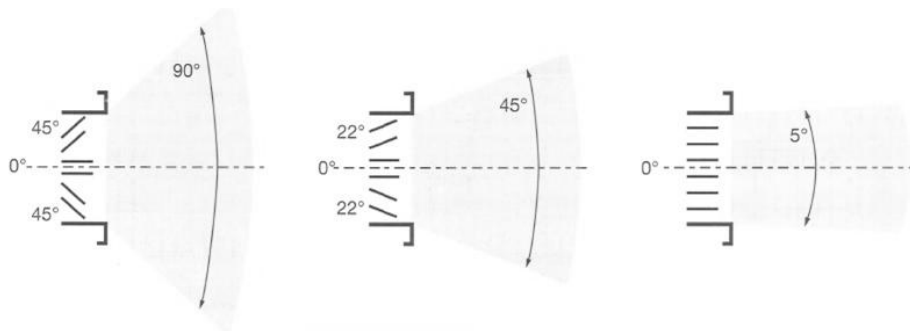


Fig. 4.2 – Variazione del getto in funzione dell'angolo di apertura delle alette deflettrici

La velocità del getto d'aria diminuisce rapidamente all'uscita. La velocità del getto a differenti distanze dalla bocchetta può essere calcolata con la seguente equazione:

$$v_a = \frac{K \cdot v_{imm} \cdot \sqrt{A_b}}{LT} \quad [\text{m/s}]$$

Con  $K$ , riportato nella tabella 4.1, coefficiente moltiplicativo funzione della velocità di immissione e della velocità del getto.

Valori del coefficiente K					
Velocità del getto m/s	Valori di K per velocità d'uscita in m/s pari a				
	5	10	15	20	25
2,5 ed oltre	—	6	6,2	6,4	6,8
2	—	5,6	5,9	6,2	6,5
1,5	5	5,2	5,4	5,7	6,0
1	4,6	4,8	5,0	5,2	5,4
0,5	3,7	3,7	3,8	3,9	4,0

Tab. 4.1 – Valori del coefficiente moltiplicativo K

Sostituendo all'area della bocchetta,  $A_b$ , il rapporto tra la sua portata volumetrica e la velocità di uscita e invertendo i termini, otterremo infine la portata nominale richiesta ad ogni singola bocchetta:

$$\dot{V}_{a,b} = \frac{LT^2 \cdot v_a^2 \cdot 3600}{K^2 \cdot v_{imm}} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Imponendo una gittata di 12,25 m, tale da arrivare a metà capannone, con una velocità del getto residua di 0,5 m/s ed una velocità massima di immissione di 4,5 m/s, dalla formula otterremo un valore di 2315,8 m<sup>3</sup>/h. Per avere il numero totale di bocchette non ci resterà che dividere questo valore per la portata d'aria totale per riscaldamento richiesta dall'edificio, 60737,2 m<sup>3</sup>/h. Otterremo un numero di bocchette pari a:

$$n_b = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_{a,b}} \approx 26$$

Dividendo questo valore per due, rifacendoci allo schema di fig. 4.1, troveremo il numero di bocchette per lato, 13. In realtà, studiando una possibile collocazione delle stesse in ambiente, si è pensato di togliere una bocchetta per ogni lato ed agire piuttosto sugli angoli di deflessione delle deflettrici per garantire una corretta diffusione dell'aria in ambiente, angoli che, seguendo la figura 4.2 sono stati dimensionati, da progetto sui 22°. Riprendendo la pianta in scala 1:500 del capannone, le bocchette avranno la seguente disposizione, fig. 4.3.

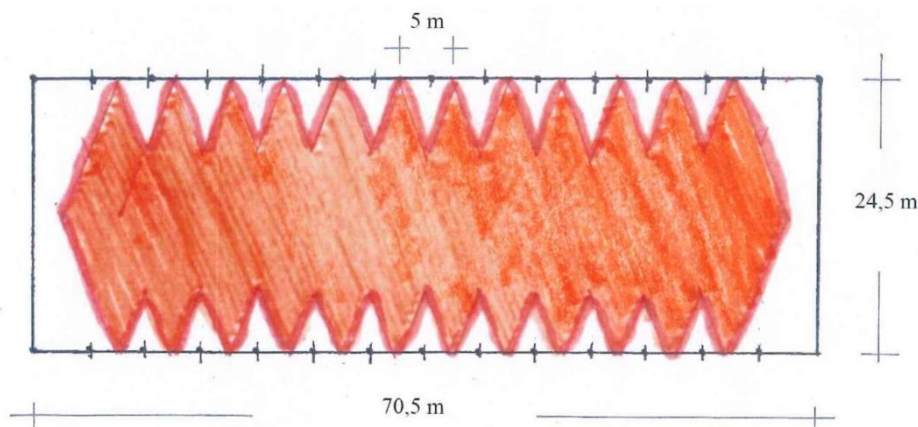


Fig. 4.3 – Diffusione in ambiente dell'aria immessa dalle bocchette, vista in pianta. Scala 1:500

La scelta delle bocchette verrà effettuata da catalogo produttori, entreranno nel catalogo di fig. 4.4 con una portata nominale di, non più 2315,8 m<sup>3</sup>/h, riferita a 26 bocchette, ma con una portata nominale di 2531 m<sup>3</sup>/h riferita a 24 bocchette, 12 per lato. Cercheremo una sezione tale da avere una gittata rientrante sui quei 12,25 m che c'eravamo imposti con una velocità di immissione non superiore ai 4,5 m/s.

Q [m <sup>3</sup> /h]	L [mm]	H [mm]	V <sub>k</sub> [m/s]	Δp [Pa]	LT [m]	NR
800	500	200	3,0	8	9,0	20
	600	200	2,8	7	7,0	20
1000	500	200	3,8	12	9,0	25
	600	200	3,2	9	9,0	24
	800	200	2,6	6	7,8	18
1200	500	200	4,5	16	11,5	29
	600	200	4,0	13	10,5	27
	800	300	2,5	5	8,5	18
	1000	200	3,0	8	9,0	23
1400	1000	200	2,7	4	8,0	18
	500	200	5,2	22	13,0	31
	600	200	4,0	13	12,0	30
	800	300	3,0	8	10,0	22
	1000	200	3,5	10	10,5	25
1600	1000	200	2,7	6	9,0	19
	600	200	5,2	22	14,0	33
	800	300	3,5	10	12,0	25
	1000	200	4,0	13	12,5	27
	1200	300	2,5	5	10,0	20
	1400	200	3,0	8	11,0	23
2000	1400	300	2,2	4	9,0	16
	600	300	4,4	15	14,0	30
	800	200	5,2	22	15,0	33
	1000	300	3,4	9	12,0	25
	1200	400	2,5	5	11,0	20
	1400	200	3,8	12	14,0	26
	1600	300	2,6	6	12,0	20

Q [m <sup>3</sup> /h]	L [mm]	H [mm]	V <sub>k</sub> [m/s]	Δp [Pa]	LT [m]	NR
2500	600	300	5,2	22	18,0	34
	800	300	4,0	13	15,0	28
	1000	400	3,7	8	13,5	25
	1200	200	4,5	16	16,0	30
	1400	300	3,3	8	13,5	25
3000	1400	400	2,5	5	12,0	20
	600	300	6,0	3	21,0	37
	800	300	5,0	20	18,0	33
	1000	400	4,0	13	17,0	29
	1200	200	5,5	24	20,0	35
	1400	300	4,0	13	17,0	29
3500	1400	400	3,0	8	14,0	25
	800	300	5,8	27	22,0	35
	1000	400	4,5	16	19,0	33
	1200	300	4,5	16	19,0	31
4000	1200	400	3,5	10	17,0	27
	800	300	6,0	28	24,0	39
	1000	400	5,3	22	22,0	35
	1200	300	5,3	22	22,0	35
6000	1200	400	4,0	13	20,0	30
	1400	400	6,2	30	29,0	40
	1600	400	4,7	19	26,0	35
	1800	500	4,5	17	24,0	33
8000	1200	600	4	13	23,0	30
	1400	500	5,7	26	32,0	38
10000	1400	600	4,5	16	28,0	33
	1600	600	5,6	27	30,0	38

Fig. 4.4 – Tabelle di selezione, bocchette industriali di mandata. (Aircar).

Legenda:

Q portata d'aria [m<sup>3</sup>/h]; LxH dimensioni nominali [mm]; v<sub>k</sub> velocità di immissione [m/s]; Δp perdita di carico [Pa]; LT lancio riferito a velocità d'aria terminale v<sub>t</sub>=0,5 [m/s] e velocità residua v<sub>r</sub>=0,25 [m/s]; NR indice di rumorosità [dB].

La scelta ricade su una bocchetta con una sezione libera, LxH, di 1000x300 mm capace, con una portata nominale di 2531 m<sup>3</sup>/h, di una gittata, LT, di circa 13,76 m e con una velocità d'immissione, v<sub>k</sub>, di 3,3 m/s. In realtà questi valori dovranno essere corretti per tenere conto della deflessione di 22° imposta alle alette deflettrici. Il costruttore ci consiglia di ridurre la gittata di un coefficiente moltiplicativo 0,85 e la velocità aumentarla di un coefficiente 1,15. Avremo infine 24 bocchette con le seguenti caratteristiche:

	<i>n</i>	$\dot{V}_{a,b}$	<i>L x H</i>	<i>v<sub>imm</sub></i>	<i>LT</i>	<i>Δp</i>	<i>NR</i>
	[-]	[m³/h]	[mm x mm]	[m/s]	[m]	[Pa]	[dB]
bocchetta mandata	24	2531	1000 x 300	3,8	11,7	8,3	19



## 4.2 Dimensionamento griglie di ripresa

Le griglie di ripresa, per facilitare il lavaggio della zona termica e per ovviare ai problemi di cortocircuito tra mandata e aspirazione, sono state pensate a pavimento, posizionate nella parte centrale del capannone.

La portata totale che dovranno trattare sarà coincidente con la portata immessa, 60737,2 m<sup>3</sup>/h questo perché, una portata di ripresa maggiore rischierebbe di richiamare troppa aria fredda dalla zona sopra i 5m oltre che dall'esterno ed una portata minore potrebbe comportare fughe di aria calda verso la parte alta del capannone, fenomeno che vogliamo contrastare.

La superficie libera totale delle griglie di ripresa sarà:

$$A_{asp} = \frac{\dot{V}_a}{v_{asp} \cdot 3600} \quad [\text{m}^2]$$

La velocità di aspirazione,  $v_{asp}$ , velocità che si ha subito in prossimità della griglia, visto la caratteristica della griglia, carrabile e pedonabile, è bene sia inferiore ad 1 m/s onde evitare disagi ai lavoratori che sopra vi stazioneranno, ipotizziamo un valore di 0,7 m/s. Con questo valore otterremo una area lorda di aspirazione di 24,1 m<sup>2</sup>. Per avere l'area della singola griglia dovremo dividere questo numero per il numero totale delle stesse. Per facilitare il lavaggio della zona termica e vista la disposizione delle bocchette di mandata, si è pensato ad una installazione sfalsata delle griglia di ripresa rispetto alla mandata ed il numero così ottenuto sarà di 25 griglie.

Ogni griglia di aspirazione avrà una superficie lorda di 0,96 m<sup>2</sup>, per il dimensionamento delle stesse facciamo riferimento a cataloghi di produttori di griglie carrabili, capaci cioè di sopportare carichi dell'ordine di 600 kg/m<sup>2</sup>, carichi imposti da DM 14 gennaio 2008 per locali industriali. Le griglie selezionate saranno realizzate in acciaio ed avranno dimensioni,  $L \times H$ , di 2000x500 mm con una luce netta di 1910x455 mm. Con questo nuovo valore di superficie avremo un leggero aumento della velocità di aspirazione che, dai 0,7 m/s ipotizzati, passerà a 0,9 m/s, comunque ritenuti accettabili ai fini delle qualità lavorative.

E' bene far notare che per il corretto dimensionamento delle stesse, ogni griglia dovrà aspirare una egual portata di aria, 2429,5 m<sup>3</sup>/h, sarà necessario dotare ogni griglia di un'opportuna serranda regolatrice.

## Cap. 5 Sottosistema di distribuzione

Per il corretto funzionamento delle bocchette d'aria in mandata e delle griglie di ripresa, sarà necessario prevedere opportune canalizzazioni d'aria. La funzione di una canalizzazione è quella di convogliare l'aria dalla mandata principale alle varie bocchette di immissione e dalle griglie di ripresa alla definitiva espulsione in ambiente. Per svolgere al meglio queste funzioni il sistema di distribuzione deve essere progettato tenendo presenti i seguenti fattori:

- spazio a disposizione;
- perdite di carico;
- velocità dell'aria;
- livello di rumorosità;
- dispersioni di calore.

I canali vengono di solito classificati in base alla velocità dell'aria, come di seguito riportato:

- canali a bassa velocità:  $v_a < 13$  m/s;
- canali ad alta velocità:  $13 \leq v_a \leq 25$  m/s.

I canali di ripresa, sia per sistemi ad alta che a bassa velocità, saranno sempre dimensionati a bassa velocità.

Riguardo al primo punto, spazio a disposizione, ove vi fosse la possibilità di lavorare internamente all'edificio, questa scelta sarebbe da preferire, in quanto avremmo principalmente dei risparmi, in termini economici, dovuti alla mancata coibentazione delle canalizzazioni stesse. Nel nostro caso, per quanto riguarda la condotta di mandata, non è stata possibile questa scelta, principalmente per motivi di ingombro. Prevedendo quindi una collocazione esterna delle reti in mandata ci proporremo di coibentare opportunamente le stesse al fine di diminuirne gli scambi termici verso l'esterno. Lavorando all'esterno dell'edificio avremo minori vincoli sulle sezioni di passaggio, questo porta ad optare per sezioni maggiori e quindi canali a bassa velocità, inferiori a 13 m/s con benefici sul livello di rumorosità.

Nella progettazione delle reti di distribuzione dell'aria si dovrà fare in modo che il percorso sia il più semplice e simmetrico possibile; nel nostro caso, pensando di installare tutte le bocchette di mandata alla stessa altezza, inferiore ai 5m, dimensioneremo le condotte come dei lunghi parallelepipedi a geometria variabile per tenere conto della riduzione di portata che si verificherà dopo ogni bocchetta. L'ingresso delle condotte sarà pensato lato monti così che la prima bocchetta si troverà a circa m.7,5 dallo stesso ( m.5, interasse tra montanti, + m.2,5, montante centro bocchetta) e l'ultima a m.63 ( m.70,5 – m.7,5). Si riporta in fig. 5.1 uno schema delle canalizzazioni di mandata così come pensate. Con riferimento alla figura: 1, 2, ..., 11, 12

rappresentano le bocchette, distanziate a m.5 l'una dall'altra; A, B,...,M, N, rappresentano i vari tronchi di condotta a sezione variabile per tenere conto delle diminuzioni di portata.

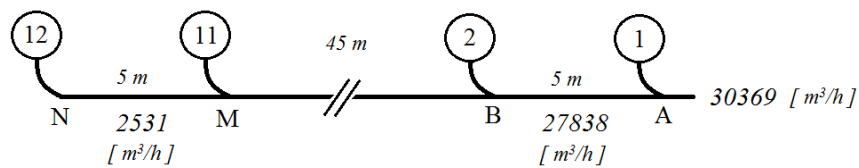


Fig. 5.1 – Schema canalizzazione di mandata aria

Per dimensionare le canalizzazioni ci serviremo del metodo a perdita di carico lineare costante, questo sistema è quello più comunemente usato rispetto, per esempio, al metodo della riduzione arbitraria della velocità o del metodo con recupero della pressione statica.

Il dimensionamento dei canali viene fatto in modo tale da ottenere una perdita di carico lineare costante per tutta la rete di distribuzione. Con questo metodo non è però possibile ottenere una stessa pressione statica a monte di ciascun terminale e garantire una uniforme portata per tutti senza corredarli delle necessarie serrande di taratura.

In base a tabelle che riportano la velocità massima dell'aria in funzione del livello sonoro massimo tollerabile, viene fissata la velocità nel primo tratto di tubazione, a monte di A con riferimento alla fig. 5.1, dato come valore massimo 13 m/s (condotte a bassa velocità), scegliamo come velocità di progetto 8 m/s per la rete in mandata e 7,5 m/s per la rete in ripresa.

Con questi valori di velocità e con la portata di progetto di  $30369 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $\dot{m}_a/2$ ), entriamo nelle curve di fig. 5.2 e determiniamo le perdite di carico lineari iniziali, che verranno mantenute costanti su tutto il percorso che presenta la massima lunghezza equivalente.

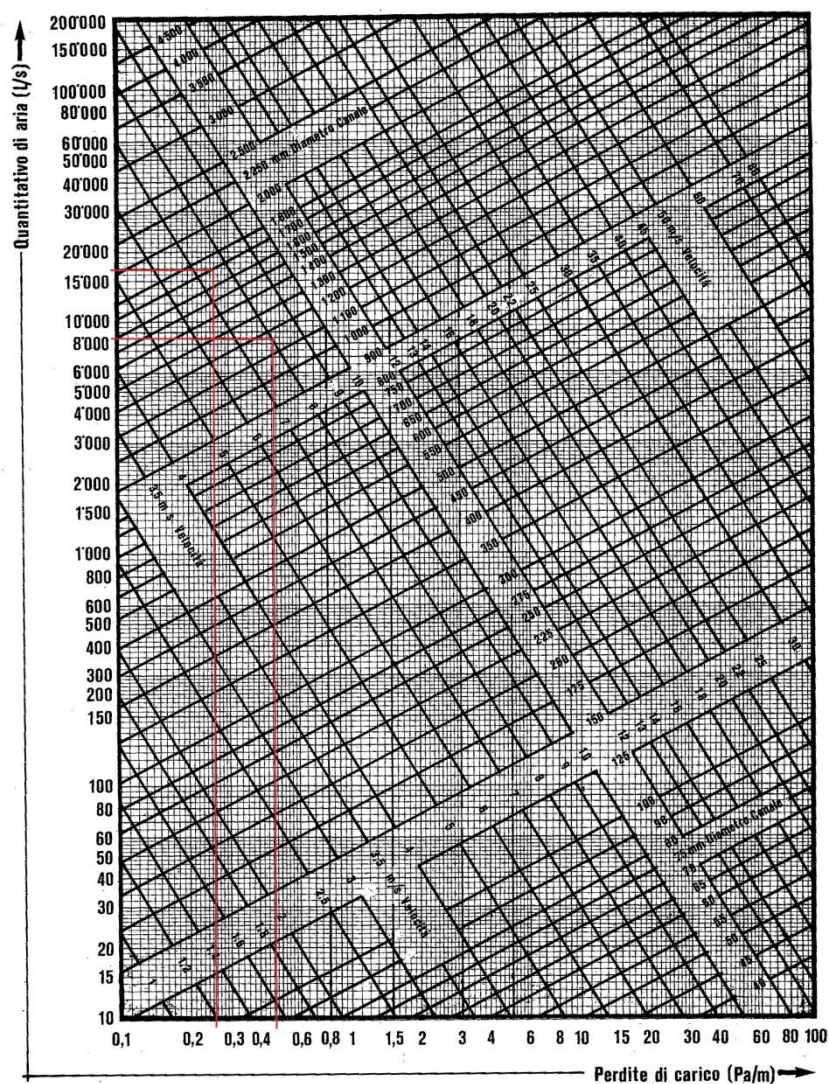


Fig. 5.2 – Perdite di carico nei canali circolari. (CARRIER CORPORATION). [1 l/s = 3,6 m<sup>3</sup>/h]

Dalle curve di fig. 5.2 ricaviamo, per le due rete in mandata, una perdita di carico per metro lineare di circa 0,46 Pa/m con un diametro equivalente compreso tra 1100 e 1200 mm (circa 1160 mm) e per la rete d'aspirazione, che lavorerà con una portata complessiva di 60737,2 m<sup>3</sup>/h, una perdita di carico lineare di 0,26 Pa/m con un diametro equivalente di circa 1700 mm. Questi diametri equivalenti sono i diametri dei canali circolari iniziali, in base alle diverse portate e mantenendo costante i valori delle perdite di carico trovati, si determinano i diametri degli altri tronchi. Per non dover ogni volta consultare la fig. 5.2, snelliamo il calcolo aiutandoci con la tabella di fig. 5.3, in cui sono riportate le variazioni percentuali delle sezioni di passaggio in funzione delle riduzione percentuali di portata. Per praticità di installazione e per facilitare le derivazioni dal canale principale alle bocchette, che saranno tutte a sezione rettangolare mm.1000x300 abbiamo pensato di realizzare le condotte esterne non a sezione circolare ma a sezione rettangolare. Per passare dalle sezioni circolari alle sezioni rettangolari ci serviremo della tabella di fig. 5.4, in appendice.

Portata %	Sezione %	Portata %	Sezione %	Portata %	Sezione %	Portata %	Sezione %
1	2,0	26	33,5	51	59,0	76	81,0
2	3,5	27	34,5	52	60,0	77	82,0
3	5,5	28	35,5	53	61,0	78	83,0
4	7,0	29	36,5	54	62,0	79	84,0
5	9,0	30	37,5	55	63,0	80	84,5
6	10,5	31	39,0	56	64,0	81	85,5
7	11,5	32	40,0	57	65,0	82	86,0
8	13,0	33	41,0	58	65,5	83	87,0
9	14,5	34	42,0	59	66,5	84	87,5
10	16,5	35	43,0	60	67,5	85	88,5
11	17,5	36	44,0	61	68,0	86	89,5
12	18,5	37	45,0	62	69,0	87	90,0
13	19,5	38	46,0	63	70,0	88	90,5
14	20,5	39	47,0	64	71,0	89	91,5
15	21,5	40	48,0	65	71,5	90	92,0
16	23,0	41	49,0	66	72,5	91	93,0
17	24,0	42	50,0	67	73,5	92	94,0
18	25,0	43	51,0	68	74,5	93	94,5
19	26,0	44	52,0	69	75,5	94	95,0
20	27,0	45	53,0	70	76,5	95	96,0
21	28,0	46	54,0	71	77,0	96	96,5
22	29,5	47	55,0	72	78,0	97	97,5
23	30,5	48	56,0	73	79,0	98	98,0
24	31,5	49	57,0	74	80,0	99	99,0
25	32,5	50	58,0	75	80,5	100	100,0

Fig. 5.3 – Percentuale della sezione iniziale per mantenere costante la perdita di carico lineare. (CARRIER CORPORATION)

## 5.1 Rete di mandata

I risultati del dimensionamento della rete di mandata vengono riportati nella tabella 5.1. Sulla prima colonna, con riferimento alla fig. 5.1, sono riportati i vari tronchi: ingresso, A-B, B-C, ecc. Nella seconda verranno indicate le portate d'aria per ciascun tronco, sulla terza colonna, riferendoci alla fig. 5.3, verrà riportata la percentuale della portata di ciascun tronco avendo indicato con 100 il valore della portata del tronco iniziale, nella colonna a fianco, per ciascun tronco, i valori della sezione (come percentuale di quella iniziale) necessaria per mantenere costante la perdita di carico inizialmente scelta. Nella quinta colonna, al primo rigo, è indicata la sezione del tronco iniziale ricavata con la relazione:

$$A_c = \frac{30369 (m^3/h)}{8 (m/s) \cdot 3600} \quad [m^2]$$

Sulle altre righe della quinta colonna verranno riportati i valori delle sezioni di tutti i tronchi che si ottengono moltiplicando la sezione iniziale per i valori della quarta colonna. In funzione del diametro equivalente entriamo nelle tabelle di fig. 5.4, in appendice, e selezioniamo l'effettive misure dei tronchi, riportati in colonna sei, la prima sezione è stata scelta, con un diametro equivalente di 1160 mm, di mm.1200x950, le altre sezioni sono state determinate tenendo presente

di cambiare le dimensioni di un solo lato per volta e mai entrambi contemporaneamente. Risulta evidente che il percorso che presenta la maggior resistenza alla circolazione dell'aria è quello compreso tra l'ingresso condotta e la bocchetta 12; le lunghezze reali ed equivalenti dei vari tronchi sono state riportate nelle ultime due colonne della tab. 5.1.

Tronco	$\dot{V}_a$	Percentuale [%]		$A_c$	$L \times H$	Lunghezza	
	[m <sup>3</sup> /h]	portata	sezione	[m <sup>2</sup> ]	[mm]	reale [m]	equival.[m]
Ingresso	30369	100	100	1,05	1200 x 950	-	-
A - B	27838	92	94	0,99	1200 x 900	5	-
B - C	25307	83	87	0,92	1200 x 850	5	-
C - D	22776	75	80,5	0,85	1200 x 800	5	-
D - E	20246	67	73,5	0,78	1200 x 750	5	-
E - F	17715	58	65,5	0,69	1000 x 750	5	-
F - G	15184	50	58	0,61	1000 x 700	5	-
G - H	12654	42	50	0,53	1000 x 600	5	-
H - I	10123	33	41	0,43	1000 x 500	5	-
I - L	7592	25	32,5	0,34	1000 x 400	5	-
L - M	5061	17	24	0,25	1000 x 350	5	-
M - N	2531	8	13	0,14	1000 x 300	5	-
curva mandata	2531	8	13	0,14	1000 x 300	-	4
					Tot.	55	4

Tab. 5.1 – Risultati ottenuti rete di mandata, metodo a perdita di carico lineare costante.

La lunghezza equivalente dell'ultima curva è stata calcolata imponendo un rapporto R/D ( raggio curva/larghezza della stessa) di 1,25. Il valore ottenuto, 4 m, è stato ricavato dalla fig. 5.4.


Elemento	Condizioni	Rapporto L/D				
Curva rettangolare senza direttrici 	W/D	R/D				
		0,5	0,75	1,00	1,25	1,50
	Rapporto L/D					
	0,5	33	14	9	5	4
	1	45	18	11	7	4
	3	80	30	14	8	5
	6	125	40	18	12	7

Fig. 5.4 – Perdite di carico equivalenti per una curva rettangolare senza direttrici. (CARRIER CORPORATION).

Tabella di riepilogo, curva di mandata:

	$D$	$R$	$R/D$	$W/D$	$L/D$
	[mm]	[mm]	[-]	[-]	[-]
curva mandata	1000	1250	1,25	0,2	4

La perdita complessiva della rete di mandata, dall'ingresso condotta alla bocchetta 12 si ricava dalla relazione:

$$59 \text{ [m]} \times 0,46 \text{ [Pa/m]} = 27,14 \text{ [Pa]} .$$

Per ottenere la pressione statica complessiva della canalizzazione, dovremmo sommare a questo valore ottenuto la pressione statica richiesta per il corretto funzionamento della bocchetta:

$$p_{st} = 27,14 + 8,3 = 35,44 \quad \text{[Pa]}$$

E' opportuno mettere in evidenza che la diminuzione della velocità dell'aria, tra l'inizio e la fine del percorso che indirettamente si applica per mantenere costante la perdita di carico lineare, concorre a compensare in parte la perdita complessiva, la riduzione di velocità comporta infatti un recupero della statica che può essere valutato nel modo seguente:

- velocità tronco iniziale effettiva:

$$30369 \text{ [m}^3\text{/h]} / (1,14 \text{ [m}^2\text{]} \cdot 3600) = 7,4 \text{ m/s}$$

- velocità finale, uscita dalla bocchetta:

$$v_{imm} = 3,8 \text{ m/s}$$

Dalla tabella di fig. 5.5 si ricavano i valori della pressione dinamica corrispondente alle due velocità (iniziale e finale):

$$p_{din,iniziale} = 33 \text{ [Pa]}$$

$$p_{din,finale} = 8,7 \text{ [Pa]}$$

Velocità (m/s)	Pressione dinamica (Pa)	Velocità m/s	Pressione dinamica (Pa)	Velocità m/s	Pressione dinamica (Pa)	Velocità m/s	Pressione dinamica (Pa)	Velocità (m/s)	Pressione dinamica (Pa)
1.0	0.6	10.0	60	19.0	217	28.0	472	37.0	824
1.2	0.9	10.2	63	19.2	222	28.2	479	37.2	833
1.4	1.2	10.4	65	19.4	227	28.4	486	37.4	842
1.6	1.5	10.6	68	19.6	231	28.6	493	37.6	851
1.8	2.0	10.8	70	19.8	236	28.8	499	37.8	860
2.0	2.4	11.0	73	20.0	241	29.0	506	38.0	870
2.2	2.9	11.2	76	20.2	246	29.2	513	38.2	879
2.4	3.5	11.4	78	20.4	251	29.4	521	38.4	888
2.6	4.1	11.6	81	20.6	256	29.6	528	38.6	897
2.8	4.7	11.8	84	20.8	261	29.8	535	38.8	907
3.0	5.4	12.0	87	21.0	266	30.0	542	39.0	916
3.2	6.2	12.2	90	21.2	271	30.2	549	39.2	925
3.4	7.0	12.4	93	21.4	276	30.4	557	39.4	935
3.6	7.8	12.6	96	21.6	281	30.6	564	39.6	944
3.8	8.7	12.8	99	21.8	286	30.8	571	39.8	954
4.0	9.6	13.0	102	22.0	291	31.0	579	40.0	963
4.2	10.6	13.2	105	22.2	297	31.2	586	40.2	973
4.4	11.7	13.4	108	22.4	302	31.4	594	40.4	983
4.6	12.7	13.6	111	22.6	308	31.6	601	40.6	993
4.8	13.9	13.8	115	22.8	313	31.8	609	40.8	1002
5.0	15.1	14.0	118	23.0	319	32.0	617	41.0	1012
5.2	16.3	14.2	121	23.2	324	32.2	624	41.2	1022
5.4	17.6	14.4	125	23.4	330	32.4	632	41.4	1032
5.6	18.9	14.6	128	23.6	335	32.6	640	41.6	1042
5.8	20.3	14.8	132	23.8	341	32.8	648	41.8	1052
6.0	21.7	15.0	135	24.0	347	33.0	656	42.0	1062
6.2	23.1	15.2	139	24.2	353	33.2	664	42.2	1072
6.4	24.7	15.4	143	24.4	359	33.4	672	42.4	1083
6.6	26.2	15.6	147	24.6	364	33.6	680	42.6	1093
6.8	27.8	15.8	150	24.8	370	33.8	688	42.8	1103
7.0	29.5	16.0	154	25.0	376	34.0	696	43.0	1113
7.2	31.2	16.2	158	25.2	382	34.2	704	43.2	1124
7.4	33.0	16.4	162	25.4	389	34.4	713	43.4	1134
7.6	34.8	16.6	166	25.6	395	34.6	721	43.6	1145
7.8	36.6	16.8	170	25.8	401	34.8	729	43.8	1155
8.0	38.5	17.0	174	26.0	407	35.0	738	44.0	1166
8.2	40.5	17.2	178	26.2	413	35.2	746	44.2	1176
8.4	42.5	17.4	182	26.4	420	35.4	755	44.4	1187
8.6	44.5	17.6	187	26.6	426	35.6	763	44.6	1198
8.8	46.6	17.8	191	26.8	433	35.8	772	44.8	1209
9.0	48.8	18.0	195	27.0	439	36.0	780	45.0	1219
9.2	51.0	18.2	199	27.2	446	36.2	789	45.2	1230
9.4	53.2	18.4	204	27.4	452	36.4	798	45.4	1241
9.6	55.5	18.6	208	27.6	459	36.6	807	45.6	1252
9.8	57.8	18.8	213	27.8	465	36.8	815	45.8	1263

Fig. 5.5 – Pressione dinamica. (CARRIER CORPORATION)

Il “recupero” di statica ideale sarà quindi:

$$33 - 8,7 = 24,3 \text{ [Pa]}$$

Per le perdite dovute ai moti turbolenti che si verificano nelle varie trasformazioni e nelle variazioni di velocità, il recupero non sarà mai pari al 100% ma, con buona approssimazione, potrà essere considerato prossimo al 75%. Avremo quindi un recupero di statica reale di 18,2 Pa. La perdita complessiva della rete di mandata potrà essere assunta pari ha:

$$\Delta p_{c,man} = 35,44 - 18,2 = 17,22 \text{ [Pa]}.$$

## 5.2 Rete di ripresa

La rete di ripresa è stata pensata come una lunga canalizzazione che corre longitudinalmente per quasi tutta la lunghezza del capannone, al centro dello stesso, sotto le griglie di ripresa, si veda lo schema di figura 5.6.



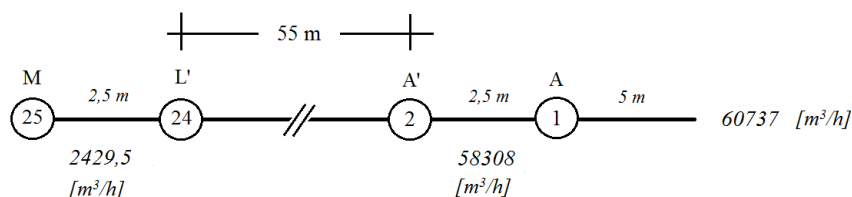


Fig. 5.6 – Schema canalizzazione di ripresa aria

Così facendo, il dimensionamento sarà analogo alle reti di mandata, ovvero seguiremo il metodo a perdita di carico lineare costante. Ogni griglia di ripresa si troverà ad aspirare una uguale portata d'aria, 2249,5 m<sup>3</sup>/h. La canalizzazione, analogamente a quanto visto per la mandata, all'aumentare della portata d'aria trattata, andrà aumentando di sezione, rastrematura della stessa. Un'altra soluzione interessante, ma non presa qui in considerazione, potrebbe essere quella di realizzare condotte d'aspirazione secondarie che convogliano tutte le portate aspirate, da ogni singola griglia, ad una canalizzazione principale esterna all'edificio.

Analogamente a quanto fatto nel paragrafo precedente per la canalizzazione di mandata aria, andiamo a dimensionare i condotti della rete di ripresa, in aspirazione.

Avremo adesso un diametro equivalente di 1700 mm con una perdita per metro lineare di 0,26 Pa/m il che ci porta a selezionare una sezione iniziale di mm.2600x1000.

Con riferimento alla schema di fig. 5.6, riportiamo nella tabella 5.2 i risultati ottenuti.

Tronco	$\dot{V}_a$ [m <sup>3</sup> /h]	Percentuale [%]		$A_c$ [m <sup>2</sup> ]	$L \times H$ [mm]	Lunghezza [m]
		portata	sezione			
uscita	60737	100	100	2,25	2600 x 1000	5
A – A'	58308	96	96,5	2,17	2600 x 950	2,5
A' – B	55878	92	94	2,11	2500 x 950	2,5
B – B'	53449	88	90,5	2,04	2400 x 950	2,5
B' – C	51019	84	87,5	1,97	2300 x 950	2,5
C – C'	48590	80	84,5	1,90	2200 x 950	2,5
C' – D	46160	76	81	1,82	2100 x 950	2,5
D – D'	43731	72	78	1,75	2000 x 950	2,5
D' – E	41301	68	74,5	1,68	2000 x 950	2,5
E – E'	38872	64	71	1,60	2000 x 900	2,5
E' – F	36442	60	67,5	1,52	2000 x 850	2,5
F – F'	34013	56	64	1,44	1900 x 850	2,5
F' – G	31583	52	60	1,35	1900 x 800	2,5
G – G'	29154	48	56	1,26	1900 x 750	2,5
G' – H	26724	44	52	1,17	1900 x 700	2,5
H – H'	24295	40	48	1,08	1900 x 700	2,5
H' – I	21865	36	44	0,99	1800 x 700	2,5

I – I'	19436	32	40	0,90	1800 x 600	2,5
I' – J	17006	28	35,5	0,80	1800 x 550	2,5
J – J'	14577	24	31,5	0,71	1800 x 500	2,5
J' – K	12147	20	27	0,61	1800 x 450	2,5
K – K'	9718	16	23	0,52	1800 x 400	2,5
K' – L	7288	12	18,5	0,42	1750 x 400	2,5
L – L'	4859	8	13	0,29	1650 x 400	2,5
L' – M	2429	4	7	0,16	1550 x 400	2,5
					Tot.	65

Tab. 5.2 – Risultati ottenuti rete di ripresa, metodo a perdita di carico lineare costante.

La perdita complessiva della rete sarà, prima griglia-uscita:

$$65 \text{ [m]} \times 0,26 \text{ [Pa/m]} = 16,9 \text{ [Pa]}$$

Analogamente a quanto fatto per la rete di mandata, andiamo ad analizzare gli andamenti della pressione dinamica nella rete di ripresa. In questo caso si assiste ad un aumento della velocità dell'aria, che passa dai 1,1 m/s, velocità dell'ultimo tronco, L'-M, nella fig. 5.6, ai 6,5 m/s all'uscita della canalizzazione. Ad un aumento di velocità è associata una “perdita” di pressione statica, valutabile, con riferimento alla fig. 5.5, come:

$$24,95 - 0,75 = 24,2 \text{ [Pa]}$$

A questa perdita andiamo ad aggiungere un 25% per tenere conto dei moti turbolenti che si verificano nei cambi di sezione, tale valore, sommato al precedente, ci dà la perdita totale nella rete di ripresa:

$$\Delta p_{c,asp} = 16,9 + 30,25 = 47,15 \text{ [Pa]}.$$

In questo valore non sono state conteggiate le perdite di carico che si hanno ai capi di ogni griglia di aspirazione, necessarie per garantirne un corretto funzionamento. Nel caso delle bocchette di mandata tali valori ci venivano forniti direttamente dal produttore, in questo caso, avendo consultato cataloghi di produttori di griglie carrabili, non c'è stato possibile avere dati al riguardo. E' comunque possibile dare un valore rifacendoci alla pressione dinamica e seguendo la figura 5.5, ai capi dell'ultima griglia, quella più sfavorita, la velocità dell'aria subirà un aumento dai, 0,9 m/s, fissati nel capitolo precedente, ai 1,1 m/s, analizzati in precedenza. La “perdita” di statica, con riferimento alla figura 5.5 potrà essere così stimata:

$$0,75 - 0,5 = 0,25 \text{ [Pa]}$$

Valore che, sommato al precedente, ci fornisce la perdita di carico totale della rete di aspirazione, 47,4 Pa.

## Cap. 6 Recuperatore di calore

Il passo successivo al dimensionamento delle reti di distribuzione e ripresa aria sarà andare a dimensionare la batteria di scambio termico aria/acqua, batteria che avrà il compito di elevare la temperatura dell'aria dalla temperatura esterna di progetto, 0°C, alla temperatura interna di progetto, 16 °C. E' evidente che quanto maggiore sarà la temperatura dell'aria all'ingresso della batteria minori potranno essere le sue dimensioni e minori le potenze a lei richieste. Nel nostro impianto, avendo predisposto canalizzazioni di ripresa che tratteranno aria con caratteristiche dell'aria interna, abbiamo pensato di utilizzare questa portata d'aria per preriscaldare l'aria esterna in mandata servendoci di un opportuno recuperatore di calore.

In merito di recupero termico, ci sembra opportuno citare il DPR 412/93 “ Regolamento di applicazione della Legge 10/1991”, il quale, all'articolo 5 comma 13 riporta: “ *Negli impianti termici di nuova installazione e nei casi di ristrutturazione dell'impianto termico, qualora per il rinnovo dell'aria nei locali siano adottati sistemi a ventilazione meccanica controllata, è prescritta l'adozione di apparecchiature per il recupero del calore disperso per rinnovo dell'aria ogni qual volta la portata totale dell'aria di ricambio  $G$  ed il numero di ore annue di funzionamento  $M$  dei sistemi di ventilazione siano superiori ai valori limite riportati nell'allegato C del presente decreto*”

$G$ Portata in m <sup>3</sup> /h	$M$ = numero di ore annue di funzionamento	
	da 1400 a 2100 GG	oltre 2100 GG
2000	4000	2700
5000	2000	1200
10000	1600	1000
30000	1200	800
60000	1000	700

Tab. 6.1 – Allegato C del DPR 412/93

Da calcoli svolti nei capitoli precedenti abbiamo visto che la nostra portata d'aria totale si assesta sui 60737,2 m<sup>3</sup>/h, i gradi giorno per la Massa ( $GG$ ) sono 1525.

Ipotizzando di utilizzare il nostro impianto aeraulico di riscaldamento per un numero di ore medio giornaliero di 15 h (turno lavorativo dalle 7 alle 22) e per una stagione di riscaldamento che va dal 1° novembre al 15 aprile, avremo un numero annuo di ore di funzionamento,  $M$ , di 2490. Consultando la tabella 6.1, vediamo che, al di là di opportunità puramente tecniche dovute al recupero del calore, ne saremmo anche obbligati per legge.

Il recuperatore di calore verrà scelto da catalogo e noi ci proporremo di andare a calcolare le temperature operanti ai suoi capi, temperature che poi ci serviranno per il dimensionamento della batteria di scambio termico.

## 6.1 Analisi recuperatore di calore rotativo

I recuperatori previsti saranno due, uno per ogni lato lungo del capannone, questa soluzione è pensata per venire incontro ai problemi di installazione delle reti di distribuzione aria, oltre che per riuscire a suddividere le elevate portate trattate.

Il recuperatore di calore è stato scelto da catalogo Aermec, modello ERSR 24T. E' un recuperatore di calore rotativo caratterizzato da un'alta efficienza,  $\varepsilon$ , dell'80% e da una portata aria nominale, mandata e ripresa, di 16100 m<sup>3</sup>/h. Avendo a che fare con portate di 30368,6 m<sup>3</sup>/h, in mandata e in ripresa, la scelta da noi effettuata prevede un by-pass della portata di circa 14268 m<sup>3</sup>/h. Per trattare portate maggiori avremmo potuto scegliere due recuperatori in parallelo mod. 21T caratterizzati da una portata nominale di 12200 m<sup>3</sup>/h ciascuno, il by-pass sarebbe così di circa 6000 m<sup>3</sup>/h. Anche questa soluzione potrebbe essere interessante ma non viene presa qui in considerazione questo perché, per problemi dovuti principalmente all'ingombro oltre che al costo di ben 4 recuperatori c'ha fatto rimanere sulla scelta fatta, vedremo anche che con due recuperatore i risparmi conseguiti saranno comunque interessanti.

In figura 6.1 riportiamo uno schema dello scambiatore al quale faremo anche riferimento per i calcoli.

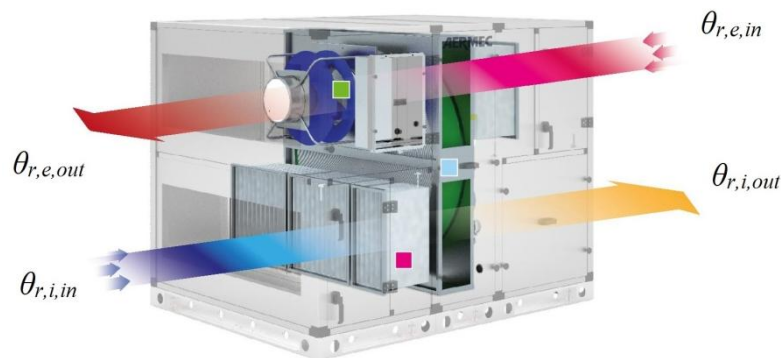


Fig. 6.1 – Recuperatore di calore rotativo. (Aermec)

Con riferimento alla figura, per calcolare la temperatura  $\theta_{r,e,out}$ , temperatura all'ingresso della nostra batteria di scambio termico, dovremmo disporre della temperatura dell'aria ripresa  $\theta_{r,i,in}$ . Questa temperatura è, con buona approssimazione, coincidente con la temperatura di uscita dalla canalizzazione di ripresa,  $\theta_i$ , 16 °C da progetto.

I valori di temperatura, di progetto, sapendo che:

- $\theta_{r,e,in} = \theta_e = 0^\circ\text{C}$ ;
- $\theta_{r,i,in} = \theta_i = 16^\circ\text{C}$ ;

possono essere così calcolati:

$$\theta_{r,e,out} = \theta_e + \varepsilon(\theta_i - \theta_e) = 12,8 \quad [^\circ\text{C}]$$

$$\theta_{r,i,out} = \theta_i - \varepsilon(\theta_i - \theta_e) = 3,2 \quad [^{\circ}\text{C}].$$

Questi valori di temperatura sono i valori ai capi di ogni recuperatore di calore, che abbiamo visto tratta una portata nominale di 16100 m<sup>3</sup>/h. Per avere il valore effettivo della temperatura di progetto all'ingresso della batteria di scambio termico,  $\theta_{bat,in}$ , dovremmo tenere conto del miscelamento che avviene tra la portata trattata dal recuperatore,  $\dot{V}_r$ , e quella by-passata,  $\dot{V}_{bypass}$ , che si trova alle stesse caratteristiche dell'aria esterna, secondo l'equazione:

$$\theta_{bat,in} = \frac{(\theta_e \cdot \dot{V}_{bypass} + \theta_{r,e,out} \cdot \dot{V}_r)}{(\dot{V}_{bypass} + \dot{V}_r)} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Il valore finale della temperatura di progetto in ingresso alla batteria sarà quindi di 6,8 °C.

La potenza termica effettivamente recuperata dai due recuperatori di calore potrà essere così calcolata:

$$\Phi_r = \dot{V}_r \cdot \rho_a \cdot c_{p,a} \cdot \varepsilon \cdot (\theta_{r,e,out} - \theta_e) \quad [\text{W}]$$

E risulta essere di 112107,5 W.

La potenza termica non più richiesta alla batteria di scambio termico sarà infine:

$$\Phi = \dot{V}_a \cdot \rho_a \cdot c_{p,a} \cdot (\theta_{bat,in} - \theta_e) = 140424,4 \quad [\text{W}]$$

Nel caso di quattro recuperatori mod. 21T, avremmo avuto temperature di progetto, in ingresso batteria più alte, dell'ordine dei 10 °C e la potenza termica non più richiesta alla stessa sarebbe stata di circa 206 kW, quindi con un risparmio, rispetto al caso di due recuperatori, di un ulteriore 47 %.

## Cap. 7 Scambiatore di calore a tubi alettati

Come già anticipato nei capitoli precedenti, l'elemento di impianto predisposto all'innalzamento della temperatura dell'aria esterna dal valore di  $6,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ , di uscita dal recuperatore rotativo, alla temperatura di immissione ambiente di progetto,  $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ , sarà uno scambiatore di calore a tubi alettati aria/acqua. In generale gli scambiatori di calore a tubi alettati sono costituiti da banchi di tubi opportunamente collegati tra loro e per questo tali scambiatori sono comunemente noti con il nome di "batterie". I tubi suddetti sono per lo più muniti di alette trasversali attraverso le quali fluisce l'aria mentre all'interno di essi scorre il fluido primario caldo, nel nostro caso acqua, ma possono essere usati anche oli o fluidi bifase. Le alette possono avere forme molto diverse; le più comuni tuttavia sono quelle costituite da un nastro avvolto a spirale a ciascun tubo (fig. 7.1.a), quelle costituite da lamine sottili, di forma circolare o quadrata, individuali per ciascun tubo (fig. 7.1.b) e infine quelle costituite da lamine continue su cui sono praticati i fori per il passaggio dei tubi (fig. 7.1.c).

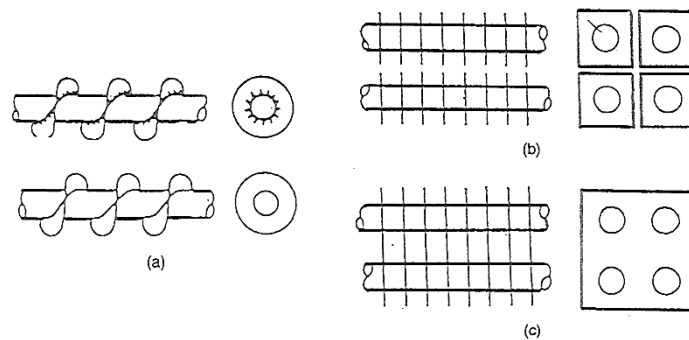


Fig. 7.1 – Tipi di alettatura delle batterie: (a) elicoidale, (b) ad alette individuali, (c) ad alette continue.

Fra i tipi di alettatura elencati quello che andremo a selezionare e a dimensionare è quello ad alette continue. Seguendo l'ipotesi di due impianti aeraulici separati e simmetrici, analogamente a quanto visto nel capitolo 6 per il recuperatore di calore, avremo due batterie di scambio termico identiche, una per lato capannone.

Dimensionare una batteria significa determinare la superficie necessaria per trasmettere la potenza termica richiesta; a questo scopo, è necessario conoscere i seguenti dati:

- portata d'aria trattata, portata nominale a batteria,  $\dot{V}_{bat}$ :  $30368,6\text{ m}^3/\text{h}$ ;
- la temperatura di progetto dell'aria all'ingresso,  $\theta_{bat,in}$ :  $6,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- la temperatura di progetto dell'aria all'uscita,  $\theta_{bat,out}$ ;
- la temperatura dell'acqua all'ingresso,  $\theta_{water,in}$ .

La temperatura dell'acqua in ingresso,  $\theta_{water,in}$ , verrà assunta da progetto uguale a 45 °C con un differenziale, ingresso uscita, di 5 °C.

La temperatura dell'aria in uscita,  $\theta_{bat,out}$ , coincide con la temperatura all'ingresso della rete di mandata aria,  $\theta_{mand,in}$ , questa temperatura, a differenza di quanto fatto nel capitolo 6, uguagliando la temperatura di ripresa finale,  $\theta_{asp,out}$ , con la temperatura interna di set-point,  $\theta_i$ , non sarà possibile assumerla uguale a  $\theta_{imm}=23$  °C.

### 7.1 Determinazione temperatura aria in uscita dallo scambiatore

L'aria, dall'ingresso mandata fino all'ultima bocchetta, situata a m. 59, incorre inevitabilmente in perdite di calore verso l'esterno. Con riferimento alla fig. 5.1 ad ogni tronco di condotta avremo un valore diverso di temperatura,  $\theta_N < \theta_M < \dots < \theta_B < \theta_A = \theta_{mand,in}$ . Con riferimento all'appendice A della UNI/TS 11300-2:2014, e con una temperatura esterna di progetto di 0 °C, calcoleremo queste temperature secondo la formula:

$$\theta_{mand,in,j} = \theta_{mand,out,j} \cdot e^{\frac{U'_j \cdot l_j}{0,34 \cdot \dot{V}_j}} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Dove con  $j$  si sono indicati i vari tronchi di condotta a partire dalla bocchetta 12 fino all'ingresso condotta A,  $j=12-N$ ,  $N-M, \dots$ ,  $C-B$ ,  $B-A$ , la temperatura all'ingresso del primo tronco,  $\theta_N$ , sarà quindi così definita:

$$\theta_N = \theta_{imm} \cdot e^{\frac{U'_{12-N} \cdot l_{12-N}}{0,34 \cdot \dot{V}_{12-N}}} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

E così via fino a risalire alla temperatura cercata  $\theta_A$ :

$$\theta_A = \theta_B \cdot e^{\frac{U'_{B-A} \cdot l_{B-A}}{0,34 \cdot \dot{V}_{B-A}}} \quad [^{\circ}\text{C}].$$

Nelle formule:

$l_j$  è la lunghezza caratteristica del tratto  $j$ -esimo della rete aeraulica considerata in metri;

$U'_j$  è la trasmittanza termica lineare del tratto  $j$ -esimo della condotta, calcolata mediante la formula:

$$U'_j = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_{is}} \ln \frac{D_{e,j}}{D_{i,j}} + \frac{R_{se}}{D_{e,j}}} \quad [\text{W/mK}].$$

Il diametro,  $D_{e,j}$  e  $D_{i,j}$ , è da intendersi come il diametro equivalente del tronco di condotta  $j$ -esimo, esterno ed interno, espresso in metri.

Per poter calcolare il valore della trasmittanza termica lineare e quindi delle temperature dovremo fare un'ipotesi sull'isolante utilizzato. Ipotizziamo di isolare termicamente le nostre condotte di mandata con un isolante dello spessore di 3cm, in lana di vetro caratterizzato da una conducibilità,  $\lambda_{is}$ , di 0,041 W/mK.

Riportiamo di seguito, tabella 7.1, i valori di temperatura calcolati, la dicitura fa riferimento alla fig. 5.1.

Tronco	$\dot{V}_a$	$A_c$	$L \times H$	$D_e$	$D_i$	$l_j$		$U'$	$\theta_{man,in,j}$
	[m <sup>3</sup> /h]	[m <sup>2</sup> ]	[mm]	[m]	[m]	reale [m]	equ. [m]	[W/mK]	[°C]
12 - N	2531	0,14	1000 x 300	0,70	0,62	-	4	1,483	23,2
N - M	2531	0,14	1000 x 300	0,70	0,62	5	-	1,553	23,4
M - L	5061	0,25	1000 x 350	0,74	0,67	5	-	2,061	23,5
L - I	7592	0,34	1000 x 400	0,79	0,71	5	-	2,497	23,6
I - H	10123	0,43	1000 x 500	0,87	0,80	5	-	2,876	23,7
H - G	12654	0,53	1000 x 600	0,94	0,87	5	-	3,210	23,8
G - F	15184	0,61	1000 x 700	0,98	0,94	5	-	6,620	24,0
F - E	17715	0,69	1000 x 750	1,05	0,98	5	-	3,641	24,0
E - D	20246	0,78	1200 x 750	1,14	1,07	5	-	3,918	24,1
D - C	22776	0,85	1200 x 800	1,17	1,11	5	-	4,067	24,2
C - B	25307	0,92	1200 x 850	1,21	1,14	5	-	4,208	24,2
B - A	27838	0,99	1200 x 900	1,24	1,17	5	-	4,344	24,3

Tab. 7.1 – Temperatura ingresso tronchi rete di mandata, secondo UNI/TS 11300-2:2014.

L'ultimo valore di temperatura ottenuto corrisponde a  $\theta_A$ , temperatura all'ingresso della rete di mandata, la batteria di scambio termico però sarà difficilmente posizionabile subito a monte di A, tra la batteria e l'ingresso mandata ipotizziamo ci sia un ulteriore condotto di 5m. Questo condotto è caratterizzato da una sezione di 1200 x 950 mm e da una portata di 30368,6 m<sup>3</sup>/h, vedi tab.5.1. Ai 24,3 °C ottenuti andremo a sommare le cadute di temperatura in questo tratto aggiuntivo di tubazione, utilizzando le stesse formule riportate sopra, otterremo infine il valore cercato:

$$\theta_{bat,out} = 24,5 \quad [^{\circ}\text{C}].$$

## 7.2 Dimensionamento batteria alettata di riscaldamento ad acqua

La batterie verrà dimensionata per scambiare calore in controcorrente, l'entrata del fluido primario (acqua calda) sarà situata sul lato d'uscita del fluido secondario (aria) e la sua uscita sul lato



d'ingresso di quest'ultima. Affinché sia possibile realizzare queste condizioni di funzionamento è necessario che nella fase di progetto sia noto il senso dell'aria; noto quest'ultimo risultano definiti sia quello del fluido primario sia la posizione dei collettori di entrata e di uscita. Questi collettori, a fine progettazione, è bene verificare siano posizionati sullo stesso lato della batteria, l'installazione su lati opposti andrebbe prevalentemente ad aumentare i costi di produzione poiché creerebbe problemi nel caso di saldatura automatica.

Il flusso termico scambiato dalla batteria è direttamente proporzionale sia alla velocità del fluido primario sia alla velocità del fluido secondario, queste grandezze andranno assegnate da progetto e i valori dovranno tenere conto prevalentemente delle perdite di carico oltre che dei vincoli dovuti, per esempio, alla rumorosità, caso della velocità dell'aria.

Per la velocità dell'acqua avremo quindi i seguenti valori funzione della sezione di tubo:

- $v_{water}$ :  $0,7 \div 1,3$  m/s, per tubi da 3/8";
- $v_{water}$ :  $1 \div 1,8$  m/s, per tubi da 1/2";
- $v_{water}$ :  $1,5 \div 2,4$  m/s per tubi da 5/8".

E' bene comunque non scendere sotto gli 0,3 m/s per non passare da moto turbolento a moto laminare, in corrispondenza del quale si verificherebbe una forte caduta del coefficiente di scambio termico e di non superare i 2,4 m/s per evitare fenomeni di erosione sulle pareti dei tubi.

Per la velocità dell'aria, nelle batterie di riscaldamento, funzionando con superficie secca e presentando un numero di ranghi raramente superiore a 3, si possono avere valori fino a 4 m/s ed oltre.

#### Dati di calcolo:

- portata massica aria,  $\dot{m}_a$  : 10,12 kg/s;
- portata volumetrica aria,  $\dot{V}_a$ : 30368,6 m<sup>3</sup>/h;
- velocità frontale aria,  $v_{f,a}$ : 4 m/s;
- temperatura aria ingresso batteria,  $\theta_{bat,in}$ : 6,8 °C;
- temperatura aria uscita batteria,  $\theta_{bat,out}$ : 24,4 °C;
- temperatura acqua ingresso,  $\theta_{water,in}$ : 45 °C;
- temperatura acqua uscita,  $\theta_{water,out}$ : 40 °C.

#### Dimensionamento:

Il primo passo per progettare una batteria sarà calcolare la potenza termica a lei richiesta, potenza calcolata con la formula:

$$\Phi_{bat} = \frac{c_{p,a} \cdot \rho_a \cdot \dot{V}_a}{3600} (\theta_{bat,out} - \theta_{bat,in}) = 178,9 \quad [\text{kW}]$$

E' interessante notare come questa potenza, senza recuperatore di calore, sarebbe stata di circa 248 kW, superiore di quasi un 40%.

Ricordiamo anche che la potenza termica di progetto richiesta dall'edificio era di 143 kW.

La superficie frontale della batteria potrà essere così calcolata:

$$A_f = \frac{\dot{V}_a}{3600 \cdot v_{a,f}} = 2,11 \quad [\text{m}^2]$$

Sulla base di questo valore verrà determinata la geometria della batteria,  $A_f = H \times L$ , tenendo presente quanto segue:

- l'altezza  $H$ , in metri, deve risultare un multiplo del passo tra i tubi,  $P_t$ , meglio se multiplo pari, poiché ciò consente di scegliere il numero di circuiti più opportuno tra una gamma più ampia di possibilità;
- le dimensioni  $L$  e  $H$  devono essere possibilmente scelte in modo che il loro rapporto risulti compreso tra 1,5 e 2, questi valori permettono di ottenere una buona ottimizzazione dei costi di produzione delle batterie.

Imponendo un rapporto da progetto,  $L/H$ , di 1,5, da cataloghi produttori (*cataloghi Sierra*), andiamo a selezionare una geometria caratterizzata da un tubo con un diametro,  $D_e$ , 15,875mm ( 5/8" ), spessore dello stesso di 0,32mm, passo tra tubi,  $P_t$ , di 60 mm ed un passo tra ranghi,  $P_r$ , di 30 mm, vedi figura 5.2.

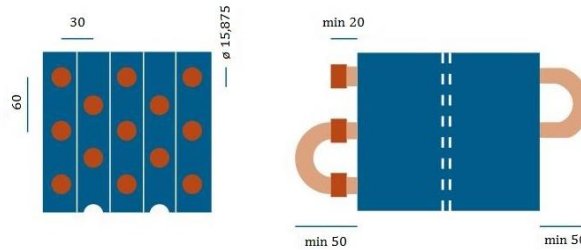


Fig. 7.2 – Geometria scambiatore di calore a pacco alettato

Per motivi principalmente legati ad ingombri ipotizziamo un'altezza massima della batteria,  $H_{max}$ , compresa tra di 1 ÷ 1,5 m, in questo range andiamo a cercare un valore che ci garantisca un rapporto,  $NTR = H_{max}/P_t$  intero. Avendo fissato il rapporto  $L/H$  uguale ad 1,5, è evidente che al diminuire del numero dei tubi per rango, avremmo una minore altezza,  $H$ , ma una maggiore larghezza,  $L$ , della batteria. Con un'altezza di 1200 mm, otterremo un  $NTR$  di 20 ed una larghezza di:

$$L = \frac{A_f \cdot 10^6}{H} = 1757 \quad [\text{mm}]$$

Determinata la sezione frontale,  $L \times H$ , della batteria, ci sarà da determinare la sua profondità. Per far ciò dovremmo determinare il numero dei ranghi della stessa,  $NR$ , direttamente collegati al numero dei circuiti,  $NC$ , tramite la formula:

$$NC = \frac{NTR \cdot NR}{NTC}$$

Riguardo al numero dei tubi per circuito,  $NTC$ , occorre tener presente quanto segue:

- poiché è costruttivamente conveniente che i collettori di entrata e di uscita dell'acqua dalla batteria risultino dallo stesso lato, il numero suddetto deve essere pari;
- affinché sia possibile circuitare la batteria utilizzando tutti i tubi, il rapporto  $NTR \cdot NR / NTC$  deve essere un numero intero.

Nelle batterie con molti tubi per rango e molti ranghi, è abbastanza facile soddisfare entrambe le condizioni suddette, mentre può risultare più complicato nelle batterie con uno o due ranghi; in questo caso si dovrà comunque privilegiare la soluzione che permette di avere i collettori sullo stesso lato, anche se essa richiederà di saltare qualche tubo.

Secondo quanto sopra riportato, supponiamo che i nostri tubi siano tutti alimentati. Questo ci porta a fissare un numero di circuiti,  $NC$ , pari al numero di tubi per rango,  $NTR$ . La progettazione potrà andare avanti e, alla fine, ottenuto il numero dei ranghi della batteria,  $NR$ , andremo a verificare la bontà della nostra scelta.

Il numero dei ranghi sarà funzione, oltre che della potenza scambiata e dell'area frontale, della differenza di temperatura media logaritmica,  $\Delta\theta_{ML}$ , e del coefficiente globale di scambio termico,  $K$ , secondo la formula:

$$NR = \frac{\Phi_{bat}}{A_f \cdot \Delta\theta_{ML} \cdot K} \quad [-]$$

La differenza di temperatura media logaritmica, sarà così definita:

$$\Delta\theta_{ML} = \frac{(\theta_{water,in} - \theta_{bat,in}) - (\theta_{water,out} - \theta_{bat,out})}{\ln \frac{(\theta_{water,in} - \theta_{bat,out})}{(\theta_{water,out} - \theta_{bat,in})}} = 25,28 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Ed il coefficiente globale di scambio  $K$ , potrà essere calcolato con la formula:

$$K = \frac{A_{er}/A_f}{\frac{A_e}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad [\text{W/m}^2 \text{ di s.f. NR } ^{\circ}\text{C}]$$

Il coefficiente di scambio convettivo esterno, lato aria,  $h_e$ , è funzione, oltre che della velocità dell'aria, di due fattori sperimentali A e B, riportati nella tabella di fig. 7.3 in funzione del tipo di aletta.

Geometria	de Tubo	Tipo di aletta	A	B
21x12,7mm	7,0mm	corrugata	59,14	0,25
		turbolenzata	102,32	0,25
25x19mm	5/16"	corrugata	39,2	0,54
	3/8"	corrugata	44,2	0,53
		turbolenzata	67,15	0,49
25x25mm	3/8"	liscia	38,4	0,23
31,75x27,5mm	1/2"	corrugata	45,54	0,385
		turbolenzata	56,60	0,30
60x30mm	5/8"	corrugata	40,7	0,28

Fig. 7.3 – Fattori A e B per il calcolo di  $h_e$  relativo a diverse geometrie e configurazioni di alette (Sierra)

Da figura 7.3, per diametro tubi 5/8", avremo A=40,7 e B=0,28, il coefficiente  $h_e$  risulta:

$$h_e = A \cdot v_{a,f}^B = 60,003 \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

Il coefficiente convettivo interno, lato acqua, viene calcolato, facendo riferimento alla correlazione di Dittus e Boelter, con la formula:

$$h_i = \frac{0,023}{D_i^{0,2}} \cdot \left( \frac{\rho_{\text{water}} \cdot v_{\text{water}}}{\mu_{\text{water}}} \right)^{0,8} \cdot \lambda_{\text{water}} \cdot Pr_{\text{water}}^{0,4} \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

Le proprietà fisiche dell'acqua sono calcolate tutte alla sua temperatura media, 42,5 °C. La velocità dell'acqua all'interno delle tubazioni, sarà invece funzione, oltre che della sua portata, della sezione interna,  $A_i$ , e del numero di circuiti,  $NC$ , secondo la formula:

$$v_{\text{water}} = \frac{\dot{m}_{\text{water}}}{\rho_{\text{water}} \cdot A_i \cdot NC} \quad [\text{m/s}]$$

Dove la portata d'acqua in massa,  $\dot{m}_{\text{water}}$ , è:

$$\dot{m}_{\text{water}} = \frac{\Phi_{\text{bat}}}{c_{p,\text{water}} \cdot (\theta_{\text{water,in}} - \theta_{\text{water,out}})} = 8,56 \quad [\text{kg/s}]$$

Otterremo i seguenti valori:

$$v_{\text{water}} = 2,38 \quad [\text{m/s}];$$

$$h_i = 10777,1 \quad [\text{W/m}^2\text{K}];$$

Come si può notare il valore della velocità dell'acqua, 2,38 m/s, rientra, seppur di poco, in quei limiti che c'eravamo dati, per un diametro di 5/8", la velocità doveva rimanere compresa tra 1,5 ÷ 2,4 m/s.

I rapporti  $A_{er}/A_f$  ed  $A_e/A_i$  nella formula del coefficiente  $K$ , sono rapporti caratteristici della batteria e sono funzione del passo tra le alette,  $P_a$ , così come riportato in fig. 7.4.

Pa (mm)	A <sub>er</sub> /A <sub>f</sub>	A <sub>e</sub> /A <sub>i</sub>
6,3	9,15	11,13
5,1	11,35	13,80
4,2	13,26	16,15
3,7	15,31	18,63
3,2	17,35	21,10
2,5	21,48	26,10
2,1	25,60	31,15
1,8	29,73	36,20
1,6	33,81	41,15

Fig. 7.4 – Rapporti caratteristici batteria 60,75x30 mm, tubi da 5/8".(Sierra)

Riportiamo in tab. 7.2 i risultati ottenuti, di  $K$  e  $NR$ , in funzione del passo tra le alette:

$P_a$	$A_{er}/A_f$	$A_e/A_i$	$K$	$NR$
[mm]	[-]	[-]	[W/m <sup>2</sup> K]	[-]
6,3	9,15	11,13	516,19	6,49
5,1	11,35	13,8	632,44	5,30
4,2	13,26	16,15	730,00	4,60
3,7	15,31	18,63	832,31	4,03
3,2	17,35	21,1	931,61	3,60
2,5	21,48	26,1	1125,33	2,98
2,1	25,6	31,15	1309,04	2,56
1,8	29,73	36,2	1484,65	2,26
1,6	33,81	41,15	1650,54	2,03

Tab. 7.2 – Numero dei ranghi della batteria,  $NR$ , al variare del passo tra le alette,  $P_a$ .

Dalla tabella 7.2 non ci resta che selezionare il numero dei ranghi della nostra batteria ed andare a verificare il relativo numero dei circuiti.

La scelta viene fatta principalmente selezionando quel passo per il quale il corrispondente numero di ranghi sia prossimo ad un numero intero, si hanno tre possibilità di scelta:

- $NR = 4$ , con  $P_a = 3,7$  mm;
- $NR = 3$ , con  $P_a = 2,5$  mm;
- $NR = 2$ , con  $P_a = 1,6$  mm;

Con la seconda opzione, numero di ranghi dispari, avremo un numero di tubi per circuito dispari, 3. Avendo ipotizzato i tubi per rango, 20, tutti alimentati, questa scelta, al fine di avere ingresso e uscita acqua sullo stesso lato, quindi numero di tubi per circuito pari, ci porterebbe a ripensare la

nostra ipotesi iniziale sul numero dei circuiti, per esempio per avere  $NTC$  uguale a 4, dovremmo alimentare, non più 20 tubi ma soltanto 15.

Scegliendo un passo,  $P_a$ , uguale a 3,7mm, con un corrispondente numero di ranghi uguale a 4 avremmo soddisfatto la nostra condizione iniziale di  $NTC$  pari, come di seguito riportato, numero dei tubi per circuito,  $NTC$ :

$$NTC = \frac{NTR \cdot NR}{NC} = 4$$

Questo numero risulta pari, il che vuol dire che la nostra scelta iniziale di  $NC=20$  è stata corretta. Questo ci porta al fatto di utilizzare tutti i tubi della batteria e di poter installare i collettori, di mandata e di ritorno sullo stesso lato.

### 7.3 Perdite di carico batteria alettata

Come fatto nel capitolo 5, riguardo alle reti di mandata e di ripresa aria, ci proponiamo in questo paragrafo di andare a calcolare le perdite di carico della batteria, lato aria.

Dati richiesti:

- velocità frontale dell'aria,  $v_{f,a}$ : 4 m/s;
- numero dei ranghi,  $NR$ : 4;
- passo tra le alette,  $P_a$ : 3,7 mm;
- tipo di alette: alette corrugate.

Per il calcolo delle perdite si fa riferimento ai grafici di figura 7.5 in appendice, sapendo che il FAS, fattore moltiplicativo aletta secca è 0,69, avremo delle perdite di:

$$\Delta p_{bat} = 150 [Pa] \cdot 0,69 = 103,5 \quad [Pa]$$

Questa perdita di carico andrà a sommarsi alle perdite di carico della rete di mandata e sarà, al netto delle perdite di carico richieste dai vari organi di controllo della portata dell'aria, per esempio le serrande a monte di ogni bocchetta, la pressione richiesta ad un ventilatore di mandata, analogo ventilatore servirà l'altro lato del capannone:

$$\Delta p_{vent} = \Delta p_{bat} + \Delta p_{c,man} = 120,7 \quad [Pa].$$

## Cap. 8 Scelte della pompa di calore

Dimensionate le due batterie di scambio termico a tubi alettati, posizionate una su ciascun lato lungo del capannone, in prossimità del lato monti, a riepilogo le loro caratteristiche:

$\Phi_{bat}$	$L \times H$	$D_e$	$s_t$	$P_t$	$P_r$	$P_a$	$NT$	$NR$	$NC$
[kW]	[mm x mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[-]	[-]
178,9	1757 x 1200	15,875(5/8")	0,32	60	30	3,7	20	4	20

non ci resta che scegliere il sottosistema di generazione. Il fluido primario della batteria abbiamo visto essere acqua calda a 45°C, questo valore di temperatura è stato scelto di quest'ordine di grandezza prevedendo un accoppiamento a sistemi di generazione a bassa temperatura. Il sistema studiato, generazione a pompa di calore, verrà dimensionato per essere inserito in un impianto nel quale è previsto l'intervento di sistemi di integrazione tradizionali, caldaia a gas. La pompa di calore sarà del tipo aria/acqua, con sorgente fredda aria esterna ambiente e sorgente calda acqua di mandata alle batterie alettate.

Il dimensionamento della pompa di calore (di seguito pdc) verrà fatto sulla base del carico termico di progetto dell'edificio,  $\Phi_i$ : 142701,3 W, ed il suo funzionamento sarà di tipo in parallelo. La pdc non viene disattivata al raggiungimento della temperatura bivalente, punto di intersezione tra la retta di carico e la curva caratteristica della pompa, e viene attivato il generatore di integrazione che fornisce la quota residua di potenza termica.

Prima di procedere col dimensionamento è richiesta quindi un'analisi preliminare sugli andamenti della temperatura dell'aria esterna nel periodo di funzionamento previsto per l'impianto, al fine di una corretta valutazione della temperatura bivalente.

### 8.1 Analisi delle temperature dell'aria esterna

Riferendoci al prospetto 6 della UNI/TS 11300-1:2014 (durata del periodo di riscaldamento in funzione della zona climatica), fissiamo il nostro periodo di riscaldamento dal 1° novembre al 15 aprile (zona climatica D). Il nostro impianto di riscaldamento, così come già anticipato nei capitoli precedenti, sarà pensato per funzionare 15h al giorno (giornata lavorativa dalle 7 alle 22). Questo periodo di riscaldamento sarà quindi composto di 2489 h. Servendoci dei dati di temperatura raccolti dal CTI (Comitato Termotecnico Italiano Energia e Ambiente) nella stazione

meteorologica di Massa (Carrara), riportiamo nella fig. 8.1, in forma di istogramma, gli andamenti della temperatura dell'aria esterna nel suddetto periodo.

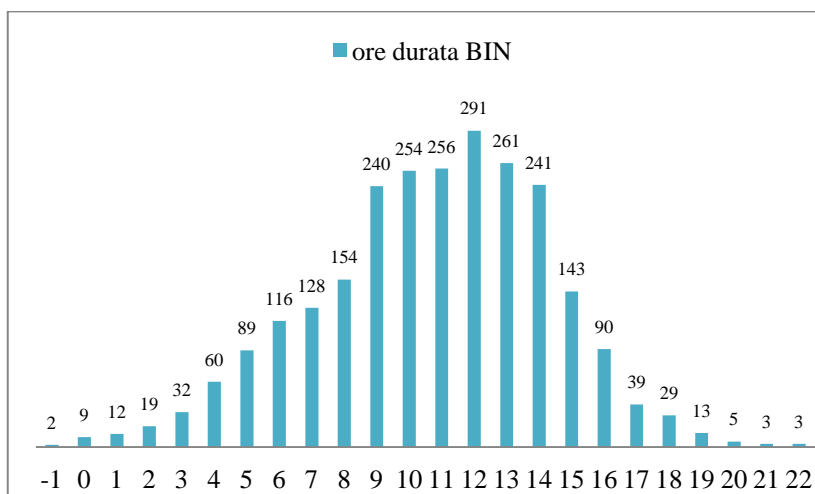


Fig. 8.1 – Istogramma di frequenza, periodo 1° novembre-15 aprile, località: Massa.

La fig. 8.1 riporta in ordinate il BIN, di intervallo unitario 1°C, BIN 7 sta a significare temperatura compresa tra 6,5 ÷ 7,4 °C, BIN 10 temperatura compresa tra 9,5 ÷ 10,4 °C e così via. In ordinate sono riportate le frequenze, in termini di ore sul periodo considerato, in cui la temperatura dell'aria esterna appartiene al relativo BIN.

Riguardo alla fig. 8.1 dobbiamo fare le seguenti osservazioni:

- per 182 h, la temperatura nell'intervallo di calcolo considerato, risulta superiore o uguale alla temperatura interna di progetto,  $\theta_i$ : 16°C;
- per 2 h, la temperatura risulta inferiore alla temperatura minima esterna assunta da progetto,  $\theta_e$ : 0 °C.

Ai fini del nostro studio escludiamo quindi questi periodi in cui evidentemente il nostro impianto non sarà in funzione, in quelle 2h, potremo invece fare ricorso all'integrazione, l'intervallo di calcolo si ridurrà così a 2306 h.

In queste ore, dalla figura 8.1, possiamo osservare come la temperatura rimanga per il 67 % circa compresa tra i 9 e 14 °C.

## 8.2 Curva di carico dell'utenza

Come visto nel paragrafo precedente, nel periodo di calcolo considerato, la temperatura esterna di progetto, 0 °C, si realizzerà poche volte, 9 ore su un totale di 2306, appena uno 0,4 %. A questa temperatura corrisponde il nostro carico termico di progetto,  $\Phi_i$ : 142701,3 W; all'aumentare della temperatura esterna, il carico diminuirà ed avrà un andamento come quello riportato in fig. 8.2.



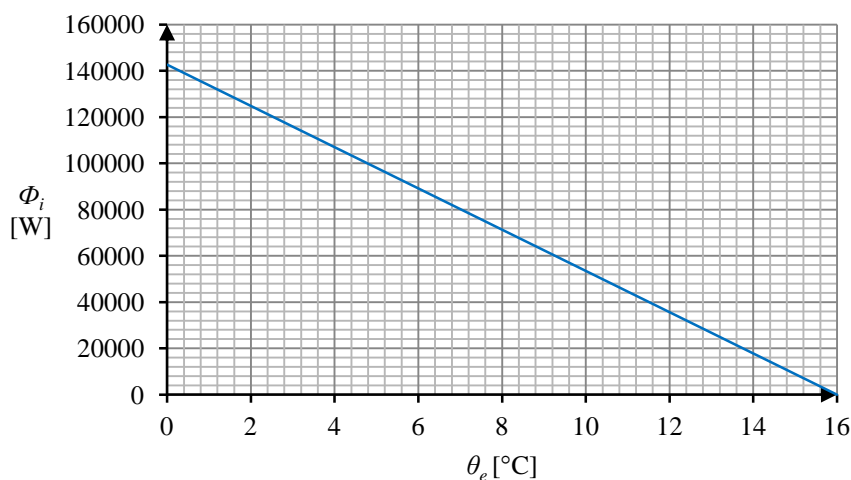


Fig. 8.2 – Curva di carico utenza, al variare della temperatura esterna.

In precedenza si era potuto osservare come la temperatura esterna per un 67 % del periodo di calcolo rimanesse compresa tra i 9 e i 12 °C, dalla figura 8.2 notiamo come, per questi valori di temperatura il relativo carico richiesto sia:  $\Phi_i = 62432$  W, per  $\theta_e = 9$  °C, e  $\Phi_i = 35675$  W per una  $\theta_e = 12$  °C. Sulla base di questi valori, da cataloghi produttori, andiamo a selezionare una possibile pompa di calore.

### 8.3 Curva di potenza e scelta della pompa di calore

Da catalogo Aermec andiamo a selezionare una pdc capace di fornire una potenza termica compresa tra 35,7 ÷ 62,4 kW, lavorando con una temperatura dell'aria esterna tra i 9 °C e 12 °C ed una temperatura della sorgente calda di 45 °C.

Prendiamo in considerazione due modelli di pompa di calore, modello NRK200HE00 e modello NRK280HE00. Sono pdc di tipo on-off, munite di compressore rotativo tipo scrol ed ottimizzate per il riscaldamento. Essendo di tipo on-off, quindi a potenza fissa, l'inseguimento del carico sarà effettuato variando il fattore di carico a cui lavorano. Con i dati a nostra disposizione, prestazioni delle macchine a pieno carico relativi ad una temperatura sorgente calda di 45°C, di seguito riportati, andiamo a costruire le relative curve di carico, fig. 8.3.

$\theta_e$ [°C]	$\Phi_{pdc}$ [kW]	
	NRK200HE00	NRK280HE00
0	30	43
2	32,4	45,8
7	42,3	59,8
10	45	63
12	46,2	64,7
15	48,7	67,6

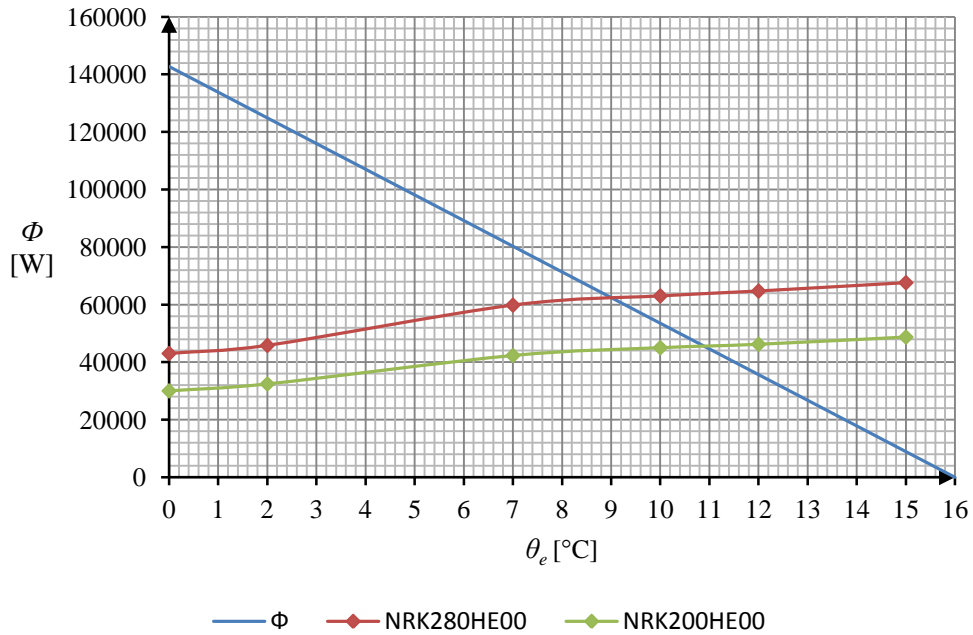


Fig. 8.3 – Curve di potenza  $pdc$  in relazione alla  $\theta_e$  e al carico termico di progetto.

Dalla fig. 8.3 si può notare come, scegliendo un modello di pompa di calore piuttosto che un altro, si avrà una variazione della temperatura bivalente,  $\theta_{BP} \approx 9$  °C col modello NRK0280HE00 e  $\theta_{BP} \approx 11$  °C col modello NRK0200HE00.

Per avere un'idea di quale delle due pompe di calore sia più conveniente, sotto il profilo energetico, è richiesta un'analisi dinamica delle stesse, ovvero come le due pompe si comportano inserite nell'impianto, dove ricordiamo è prevista anche un'integrazione. Il confronto potrà essere fatto sulla base dei consumi di energia primaria del sistema edificio-impianto passando per un opportuno indice definito *primary energy ratio* ( $PER$ ) così definito:

$$PER = \frac{\sum_{i=1}^n \Phi_i(\theta_e) \cdot t(\theta_e)}{f_{el} \cdot E_{el} + f_{gas} \cdot E_{gas}} \quad [-]$$

Dove  $f_{el}$  ed  $f_{gas}$  sono i fattori adimensionali di conversione in energia primaria dei vettori energetici, fissati nel DM 26 giugno 2015 pari a: 2,42 per l'energia elettrica,  $f_{el}$ , ed 1,05 per il gas,  $f_{gas}$ .

Al numeratore c'è il fabbisogno totale, in termini energetici (Wh), dato dal prodotto tra la potenza richiesta dall'utenza,  $\Phi_i$ , funzione della  $\theta_e$ , e le ore,  $t$ , sul periodo di calcolo considerato in cui la

temperatura si trova al valore  $\theta_e$ . Per il calcolo dei consumi energetici totali al denominatore, elettrici per quanto riguarda la pdc e di gas per la caldaia di integrazione, ci serviamo delle formule:

$$E_{el} = \sum_{i=1}^n \Phi_{el}(\theta_e) \cdot t(\theta_e) \quad [\text{Wh}]$$

$$E_{gas} = \sum_{i=1}^n \Phi_{gas}(\theta_e) \cdot t(\theta_e) \quad [\text{Wh}]$$

Per determinare i consumi energetici delle due pompe di calore, dobbiamo indagare cosa succede ai rispettivi  $COP$  durante la stagione di funzionamento. Avendo ipotizzato un funzionamento in parallelo della pdc, a sinistra della temperatura bivalente, fig. 8.3, ai consumi elettrici, propri della pompa, andranno a sommarsi i consumi di gas dovuti all'integrazione, l'equazioni viste formeranno un sistema di due equazioni, la pdc selezionata verrà fatta lavorare a fattore di carico,  $CR$ , unitario e il relativo  $COP$  sarà quello a pieno carico, dichiarato dal produttore ed interpolato in funzione del secondo principio nei valori di temperatura intermedi. A destra di  $\theta_{BP}$  la caldaia di integrazione sarà in modalità off e la pdc, variando il suo fattore di carico,  $CR$ , coprirà da sola l'intero fabbisogno dell'utenza. Il fattore di carico ridotto a cui verrà fatta lavorare la pompa di calore potrà essere così determinato:

$$CR = \frac{\Phi_i}{\Phi_{pdc}} \quad [-]$$

Ed assumerà valori compresi tra  $0,18 \div 1$  per la pdc modello NRK200HE00 e  $0,13 \div 1$  per la pdc NRK280HE00. Al variare del  $CR$ , il  $COP$  precedentemente analizzato, per  $CR=1$ , andrà corretto di un opportuno coefficiente moltiplicativo,  $f_{COP}$ , fornitoci dal produttore stesso in funzione del  $CR$ :

	$CR$			
	1,00	0,62	0,31	0,12
$f_{COP}$ NRK200HE00	1,00	0,95	0,88	0,80
$f_{COP}$ NRK280HE00	1,00	0,95	0,88	0,82

Dividendo questo valore corretto del  $COP$  per i fabbisogni in potenza della pompa di calore otterremo i relativi consumi elettrici,  $\Phi_{el}$ , da inserire nella formula precedente. La parte relativa al gas, quindi all'integrazione, entrerà in gioco per temperature dell'aria esterna minori della  $\theta_{BP}$  quando la pdc non sarà più in grado di coprire l'intero carico dell'utenza, questa differenza,  $\Phi_i - \Phi_{pdc}$ , ci darà la potenza richiesta alla caldaia a gas, per avere i consumi di gas finali richiesti nella formula,  $\Phi_{gas}$ , divideremo questo valore ottenuto per un rendimento medio di caldaia di 0,9.

Riportiamo nella tabella seguente i risultati ottenuti

	$\overline{COP}$	$E_{el}$	$E_{gas}$	$E_{tot}$	$PER$
	[ kW/kW]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]
NRK200HE00	3,29	29121	41775	70896	1,04
NRK280HE00	3,24	41675	23289	64964	0,95

A conclusione facciamo qualche osservazione sui risultati ottenuti. Nonostante i consumi energetici totali del sistema costituito da pdc NRK200HE00 + integrazione siano maggiori del sistema costituito da pdc NRK280HE00 + integrazione, l'indice  $PER$  risulta migliore per questa tipologia di impianto, questo principalmente perché il modello NRK280HE00 se è vero che fa meno ricorso all'integrazione mediante gas, circa un 44% meno, fa più ricorso all'energia elettrica, circa un 30% in più. Nella determinazione dell'indice  $PER$ , si veda la formula precedente, l'energia elettrica ha un peso maggiore rispetto all'energia da gas, 2,42 contro 1,05.

## Conclusioni

Obiettivo di questa tesi era progettare un impianto di riscaldamento per il capannone industriale esistente e facente parte dello stabilimento industriale Nuovo Pignone di Massa. Il capannone allo stato attuale non è climatizzato, alla sua nascita, fine anni '80, e fino a pochi anni fa, il riscaldamento era affidato a sei grossi generatori di calore a gas, per contrastare il fenomeno della stratificazione termica a soffitto, poco sotto i 15 m, vi erano installati sei destratificatori d'aria, grossi ventilatori. Da interviste fatte sul posto di lavoro e ad analisi sulle attività lavorative svolte all'interno del capannone, presenti e future, c'è venuta la proposta di questa tesi.

Riuscire a riscaldare solo l'ambiente interessato dalle lavorazioni cercando di realizzare una possibile soluzione impiantistica che svolgesse tale funzione. Da qui l'idea di un sistema emissivo ad aria con immissione della stessa mediante bocchette installate entro la zona lavorativa, delimitata ai 5m dal pavimento e ripresa della stessa dal basso, canalizzazione a pavimento, al fine di creare dei moti convettivi in questa zona termica prevenendo fenomeni ascensionali dovuti al gradiente termico verticale. I capitoli successivi sono consequenziali, scelto il sistema emissivo, il resto è dimensionamento dei sottosistemi, di emissione e distribuzione, scelta del recuperatore di calore rotativo, dimensionamento batteria di scambio termico aria acqua. Una nota sulla generazione, la scelta di affidare parte della generazione ad un sistema a pompa di calore è pensata per ovviare, almeno in parte, ai consumi di gas da parte dello stabilimento. Consumi dovuti prevalentemente all'utilizzo di termostrisce radianti a gas per il riscaldamento di altri edifici presenti in stabilimento.

## Bibliografia

- [1] Sabiana, “Catalogo tecnico Termostriscia Radiante Duck Strip”.
- [2] Rossi N. , “Manuale del Termotecnico”, Quarta edizione, Hoepli, 2014.
- [3] Rumor C., Strohmenger G., “Manuale teorico pratico di riscaldamento, ventilazione, impianti sanitari”, undicesima edizione, Hoepli, 1981.
- [4] Woods, “Guida pratica della ventilazione”, PEG Editrice, 1976.
- [5] Grassi W., Appunti del corso di “Termoenergetica dell’Edificio”, a.a. 2014/2015.
- [6] UNI/TS 11300-1:2014 Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell’edificio per la climatizzazione estiva ed invernale.
- [7] UNI EN 12831:2006 Impianti di riscaldamento negli edifici – Metodo di calcolo del carico termico di progetto.
- [8] UNI EN ISO 13370:2001 Prestazione termica degli edifici – Trasferimento di calore attraverso il terreno – Metodi di calcolo.
- [9] D.Lgs. 29 dicembre 2006, n. 311.
- [10] Briganti A., Zamuner N., Sergenti M., Galosi B., Sandelewski A., Capurso M.P., Briganti A., Belotti S., Barosso F., “Manuale della Climatizzazione”, Vol.1, tecniche nuove, 1990.
- [11] UNI/TS 11300-2:2014 Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia e dei rendimenti per la climatizzazione invernale, per la produzione di acqua calda sanitaria, per la ventilazione e per l’illuminazione in edifici non residenziali.
- [12] Renzetti O., “Scambio termico e scambiatori di calore”, Volume 1, 2, Sierra.
- [13] UNI/TS 11300-4:2012 Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.
- [14] Grassi W., Appunti del corso di “Risparmio Energetico in Edilizia”, a.a. 2013/2014.

# APPENDICI

---

SCALA 1 : 30000

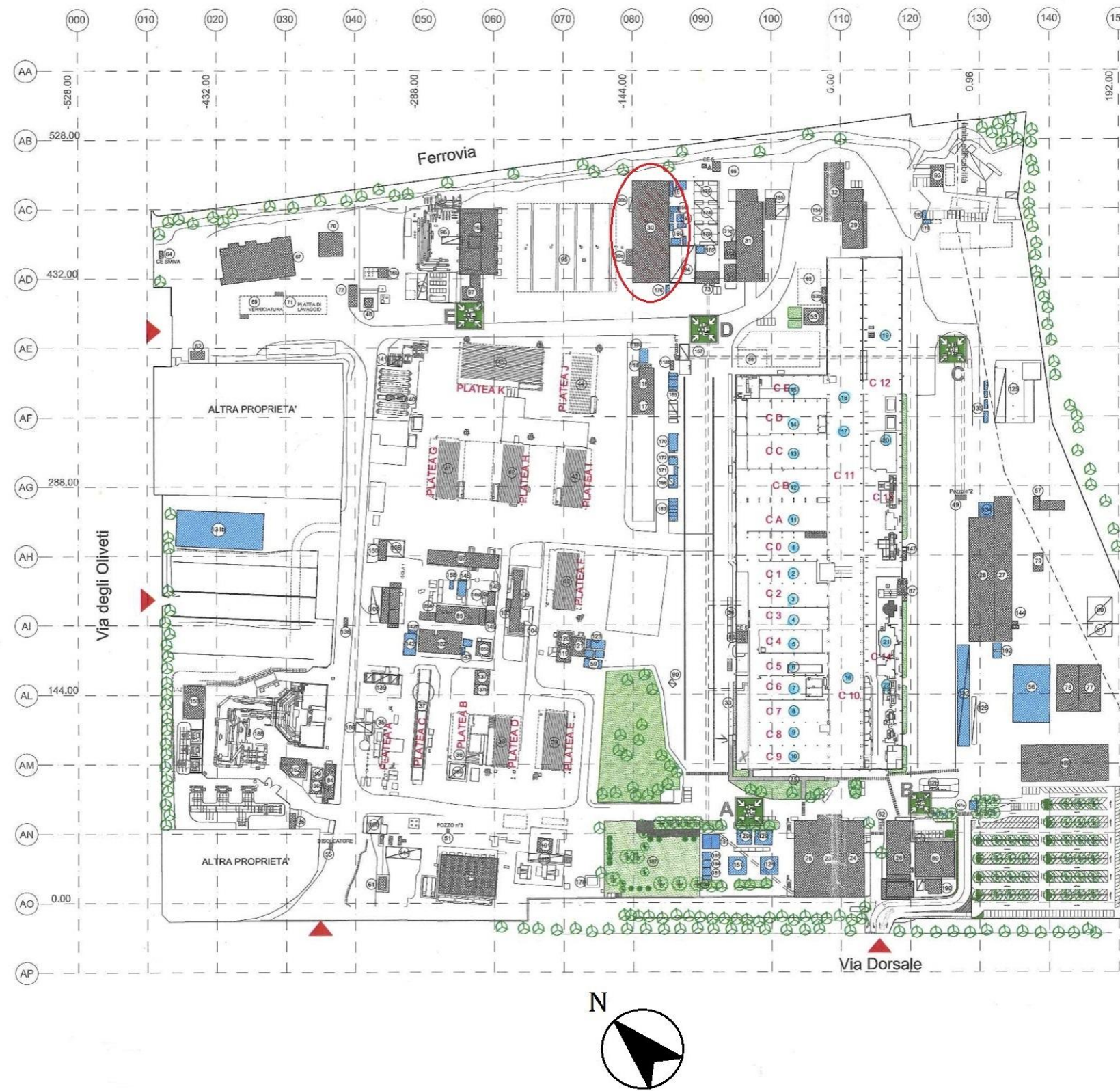




Fig. 5.4 – Diametri e sezioni equivalenti dei canali rettangolari. ( CARRIER CORPORATION )

Diam. (mm)	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	
Diam. (mm)	Sez. (mm)	Diam. (mm)	Sez. (mm)	Diam. (mm)	Sez. (mm)	Diam. (mm)	Sez. (mm)	Diam. (mm)	Sez. (mm)	Diam. (mm)	Sez. (mm)	Diam. (mm)	Sez. (mm)	Diam. (mm)	Sez. (mm)	Diam. (mm)	Sez. (mm)	Diam. (mm)	Sez. (mm)
250	210	0,0346	244	0,0467	273	0,0588	328	0,0844	382	0,115									
300	228	0,041	265	0,057	299	0,0702	353	0,0972	407	0,130									
350	245	0,0471	286	0,0644	322	0,0815	376	0,1084	430	0,142									
400	260	0,0531	304	0,0729	343	0,0925	397	0,120	451	0,154									
450	274	0,0598	321	0,0811	363	0,103	417	0,136	471	0,170									
500	287	0,0646	337	0,0862	381	0,114	430	0,145	484	0,179									
550	299	0,0701	351	0,0937	397	0,124	450	0,156	504	0,190									
600	310	0,0755	365	0,105	413	0,134	467	0,164	521	0,198									
650	321	0,0827	378	0,112	426	0,144	479	0,176	534	0,212									
700	331	0,088	390	0,119	443	0,154	496	0,189	550	0,226									
750	340	0,0931	402	0,127	458	0,164	508	0,201	562	0,240									
800	350	0,0961	413	0,134	469	0,173	520	0,212	574	0,250									
850	359	0,101	424	0,141	482	0,182	534	0,224	588	0,260									
900	367	0,106	434	0,148	494	0,192	548	0,236	596	0,270									
950	375	0,111	444	0,155	505	0,201	560	0,247	611	0,284									
1000	383	0,116	454	0,162	517	0,210	573	0,258	625	0,307									
1050	391	0,120	463	0,168	527	0,219	586	0,270	639	0,321									
1100	398	0,125	472	0,175	538	0,227	597	0,280	652	0,334									
1150	406	0,129	481	0,182	548	0,236	609	0,291	665	0,347									
1200	413	0,134	490	0,188	558	0,244	620	0,302	677	0,360									
1250			498	0,195	568	0,253	631	0,313	689	0,373									
1300			506	0,201	577	0,261	641	0,323	701	0,386									
1350			514	0,207	586	0,270	652	0,334	712	0,399									
1400			521	0,214	595	0,278	662	0,344	724	0,411									
1450			528	0,220	604	0,286	672	0,354	734	0,424									
1500			536	0,226	612	0,294	681	0,364	745	0,436									
1550			544	0,232	620	0,302	690	0,374	755	0,448									
1600			550	0,238	628	0,310	700	0,384	765	0,460									
1650			558	0,244	636	0,318	710	0,394	775	0,472									
1700			565	0,250	644	0,326	717	0,404	785	0,484									
1750			572	0,256	651	0,334	724	0,414	795	0,496									
1800			579	0,262	658	0,342	731	0,424	804	0,508									
1850			586	0,268	665	0,350	738	0,434	813	0,520									
1900			593	0,274	672	0,358	745	0,444	822	0,532									
1950			600	0,280	679	0,366	752	0,454	831	0,544									
2000			607	0,286	686	0,374	759	0,464	840	0,556									
2050			614	0,292	693	0,382	766	0,474	849	0,568									
2100			621	0,298	700	0,390	773	0,484	858	0,580									
2150			628	0,304	707	0,398	780	0,494	867	0,592									
2200			635	0,310	714	0,406	787	0,504	876	0,604									
2250			642	0,316	721	0,414	794	0,514	885	0,616									
2300			649	0,322	728	0,422	801	0,524	894	0,628									
2350			656	0,328	735	0,430	808	0,534	903	0,640									
2400			663	0,334	742	0,438	815	0,544	912	0,652									
2450			670	0,340	749	0,446	822	0,554	921	0,664									
2500			677	0,346	756	0,454	829	0,564	930	0,676									
2550			684	0,352	763	0,462	836	0,574	939	0,688									
2600			691	0,358	770	0,470	843	0,584	948	0,700									
2650			698	0,364	777	0,478	850	0,594	957	0,712									
2700			705	0,370	784	0,486	857	0,604	966	0,724									
2750			712	0,376	791	0,494	864	0,614	975	0,736									
2800			719	0,382	798	0,502	871	0,624	984	0,748									
2850			726	0,388	805	0,510	878	0,634	993	0,760									
2900			733	0,394	812	0,518	885	0,644	1002	0,772									
2950			740	0,400	819	0,526	892	0,654	1011	0,784									
3000			747	0,406	826	0,534	899	0,664	1020	0,796									
3050			754	0,412	833	0,542	906	0,674	1029	0,808									
3100			761	0,418	840	0,550	913	0,684	1038	0,820									
3150			768	0,424	847	0,558	920	0,694	1047	0,832									
3200			775	0,430	854	0,566	927	0,704	1056	0,844									
3250			782	0,436	861	0,574	934	0,714	1065	0,856									
3300			789	0,442	868	0,582	941	0,724	1074	0,868									
3350			796	0,448	875	0,590	948	0,734	1083	0,880									
3400			803	0,454	882	0,598	955	0,744	1092	0,892									
3450			810	0,460	889	0,606	962	0,754	1101	0,904									
3500			817	0,466	896	0,614	969	0,764	1110	0,916									
3550			824	0,472	903	0,622	976	0,774	1119	0,928									
3600			831	0,478	910	0,630	983	0,784	1128	0,940									
3650			838	0,484	917	0,638	990	0,794	1137	0,952									
3700			845	0,490	924	0,646	997	0,804	1146	0,964									
3750			852	0,496	931	0,654	1004	0,814	1155	0,976									
3800			859	0,502	938	0,662	1011	0,824	1164	0,988									
3850			866	0,508	945	0,670	1018	0,834	1173	0,999									
3900			873	0,514	952	0,678	1025	0,844	1182	1,011									
3950			880	0,520	959	0,686	1032	0,854	1191	1,023									
4000			887	0,526	966	0,694	1039	0,864	1200	1,035									
4050			894	0,532	973	0,702	1046	0,874	1209	1,047									
4100			901	0,538	980	0,710	1053	0,884	1218	1,059									
4150			908	0,544	987	0,718	1060	0,894	1227	1,071									
4200			915	0,550	994	0,726	1067	0,904	1236	1,083									
4250			922	0,556	1001	0,734	1074	0,914	1245	1,095									
4300			929	0,562	1008	0,742	1081	0,924	1254	1,107									
4350			936	0,568	1015	0,750	1088	0,934	1263	1,119									
4400			943	0,574	1022	0,758	1095	0,944	1272	1,131									
4450			950	0,580	1029	0,766	1102	0,954	1281	1,143									
4500			957	0,586	1036	0,774	1109	0,964	1290	1,155									
4550			964	0,592	1043	0,782	1116	0,974	1300	1,167									
4600			971	0,598	1050	0,790	1123	0,984	1309	1,179									
4650			978	0,604	1057	0,798	1130	0,994	1318	1,191									

Batteria 60x30 aletta corrugata - Perdita di carico aria

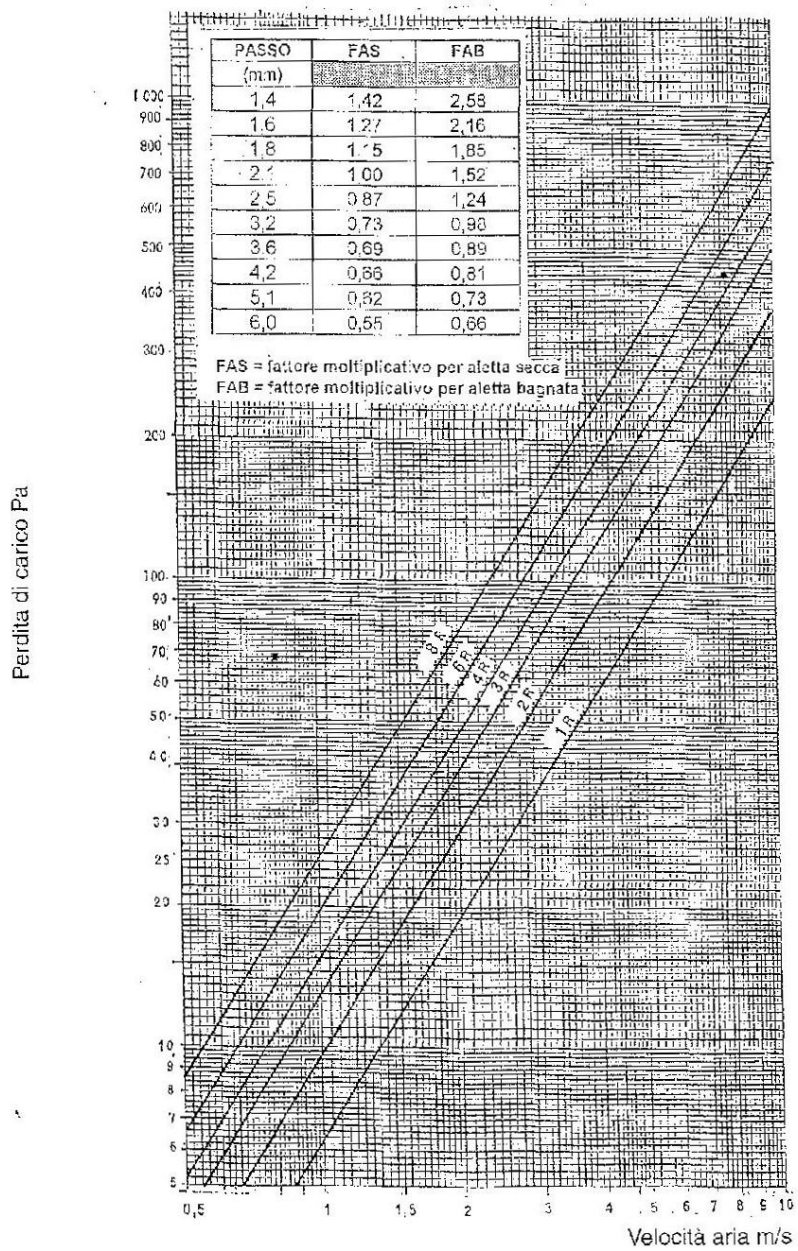


Fig. 7.5 – Batteria 60x30, aletta corrugata – perdite di carico lato aria. ( Sierra )